

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Numerické modelování proudění s následnou optimalizací tvaru za účelem minimalizace tlakové ztráty s využitím adjugovaného řešiče

Numerical Modeling of Flow and Subsequent Optimization of the Shape for Minimum Pressure Drop Using Adjoint Solver

Student:

Bc. Jiří Navrátil

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Marian Bojko, Ph.D.

Ostrava 2016

Zadání diplomové práce

Student:

Bc. Jiří Navrátil

Studijní program:

N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

2302T043 Hydraulika a pneumatika

Téma:

Numerické modelování proudění s následnou optimalizací tvaru za účelem minimalizace tlakové ztráty s využitím adjungovaného řešiče
Numerical Modeling of Flow and Subsequent Optimization of the Shape for Minimum Pressure Drop Using Adjoint Solver

Jazyk vypracování:

čeština

Zásady pro vypracování:

1. Rešerše odborné literatury zabývající se požadovaným tématem (charakteristika adjungované optimalizace).
2. Definice vhodného CFD modelu k užití optimalizačního nástroje na zjednodušené 2D geometrii.
3. Definice metodiky optimalizace tvaru pomocí Adjungovaného řešiče v prostředí ANSYS Fluent. Aplikace na 2D geometrii s ohledem na minimální tlakový spád.
4. Aplikace adjungované optimalizace na 3D model. Zhodnocení adjungované optimalizace na 2D a 3D modelu.
5. Vyhodnocení dosažených výsledků.

Seznam doporučené odborné literatury:

1. ANSYS *Fluent Adjoint Solver, Release 15.0* - © SAS IP, Inc. All rights reserved. - Contains proprietary and confidential information of ANSYS, Inc. and its subsidiaries and affiliates. 2013, p. 86.
2. INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A.S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 6th ed.. John Wiley Sons, 2006. 997 p. ISBN 0-471-45728-0 (váz.)978-0-471-45728-2 (dotisk : váz.).
3. KOZUBKOVÁ, M. *Modelování proudění FLUENT, CFX*, Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 142 s. Online: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Kozubkova-Fluent.pdf>>.
4. TZANAKIS, A. *Duct optimization using CFD software „ANSYS Fluent Adjoint Solver*. Master's thesis in Automotive Engineering, 2014, p. 42.
5. KOZUBKOVÁ, M., BLEJCHAŘ, T., BOJKO, M. *Modelování přenosu tepla, hmoty a hybnosti*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2011. 174 s. ISBN 978-80-248-2491-8. Online: <http://www.338.vsb.cz/PDF/Modelovani_prenosu_tepla_hmoty_a_hybnosti-KOZUBKOVA.pdf>.

6. FLUENT: *Fluent 15.0 - ANSYS FLUENT*, ANSYS, Inc. 2013.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **Ing. Marian Bojko, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



A handwritten signature in blue ink, likely belonging to doc. Dr. Ing. Lumír Hružík.

doc. Dr. Ing. Lumír Hružík
vedoucí katedry

A handwritten signature in blue ink, likely belonging to doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

Ostrava dne 16. 5. 2016


.....

podpis studenta

Prohlašuji, že:

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne :...16.5.2016

.....

Podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Jiří Navrátil

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kunín 174

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

NAVRÁTIL, J. *Numerické modelování proudění s následnou optimalizací tvaru za účelem minimalizace tlakové ztráty s využitím adjungovaného řešiče: diplomová práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2016, 97s. Vedoucí práce: doc. Ing. Marian Bojko, Ph. D.

Diplomová práce je zaměřena do oblasti numerického modelování proudění. Úvod obsahuje základní rozdělení tepelných výměníků, oblasti jejich použití a základní parametry. Pomocí numerického modelování proudění a adjungovaného řešiče byla provedena optimalizace za účelem minimalizace tlakové ztráty. V práci je detailněji popsána metodika řešení. V závěru práce se nachází navržená geometrie tělesa, která splňuje požadavky na minimalizaci tlakové ztráty.

Klíčová slova

Výměník tepla, minimalizace tlakové ztráty, 2D model, 3D model, adjungovaný řešič

ANNOTATION DIPLOMA THESIS

NAVRÁTIL, J. *Numerical Modeling of Flow and Subsequent Optimization of the Shape for Minimum Pressure Drop Using Adjoint Solver: Thesis.* Ostrava: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2015, 97p. Supervisor: doc. Ing. Marian Bojko, Ph. D.

The thesis is focused on numerical modeling of flow. The introduction contains the basic distribution of heat exchangers, their field of application and basic parameters. Using numerical modeling of flow and Adjoint Solver have been optimized pressure drop. The thesis describes in more detail the solution methodology. In the conclusion there is final design of geometry which meets requirement of minimizing pressure drop.

Keywords

Heat exchanger, minimum pressure drop, 2D model, 3D model, Adjoint Solver

Poděkování

Touto cestou bych rád poděkoval vedoucímu své diplomové práce panu doc. Ing. Marianu Bojkovi, Ph.D a panu Ing. Marku Buršíkovi za cenné rady, připomínky, materiály a za čas, který mi během společných konzultací věnovali.

OBSAH

Obsah	8
Úvod	12
1 Charakteristika tepelných výměníků.....	14
1.1 Rekuperační výměníky	16
1.2 Regenerační výměníky	20
1.3 Směšovací výměníky	20
1.4 Mezichladič stlačeného vzduchu	22
2 Teorie Numerického modelování	25
2.1 Rovnice kontinuity	25
2.2 Reynoldsovo číslo	27
2.3 Navierova-Stokesova rovnice	27
2.4 Rovnice energie	28
2.5 Definice matematických modelů.....	29
2.5.1 k - ε Standard.....	29
2.5.2 k - ε RNG	30
2.5.3 k - ε Realizable	30
2.5.4 k - ω Standard	30
2.5.5 k - ω SST	31
3 Optimalizační nástroj numerického modelování proudění	32
3.1 ANSYS CFD	32
3.2 Optimalizace a optimalizační metody	33
3.2.1 Optimalizační metody.....	33
3.3 Charakteristika adjungovaného řešiče v prostředí ANSYS Fluent	35
3.3.1 Diskrétní a kontinuální Adjoint Solver	35
3.3.2 Příklad využití Adjoint Solveru	36
3.4 Stabilizace	37
4 Aplikace matematického modelování.....	38
4.1 Aplikace matematického modelování na 2D model	39
4.2 Aplikace matematického modelování na 2D model včetně adj. řešiče	47
4.3 Aplikace Adjoint Solver na turbulentní modely pro v_1, v_2, v_3	50
4.4 Aplikace matematického modelování na 3D model	56
4.5 Aplikace adjungovaného řešiče na 3D model.....	58
4.5.1 Výsledky pro vstupní rychlost v_1	59
4.5.2 Výsledky pro vstupní rychlost v_2	61
4.5.3 Výsledky pro vstupní rychlost v_3	64
4.5.4 Rozdílné oblasti optimalizace	66

5	Navržené finální řešení	71
5.1	Grafické výsledky	75
5.2	Aplikace adjungované optimalizace na finální řešení.....	77
	Závěr.....	79
	Seznam použité literatury / zdroje	81
	Seznam příloh	82

Seznam použitých veličin

<u>Veličina</u>	<u>Popis veličiny</u>	<u>Jednotka</u>
a_0	zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
d_h	hydraulický průměr	$[\text{m}]$
E	energie (celková)	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}]$
E_k	energie kinetická	$[\text{J}]$
F_O	síla objemová	$[\text{N}]$
F_p	síla tlaková	$[\text{N}]$
F_S	síla setrvačná	$[\text{N}]$
F_t	síla třecí	$[\text{N}]$
H	délkový rozměr	$[\text{m}]$
h	výška	$[\text{m}]$
I	intenzita turbulence	$[\%]$
k	kinetická energie turbulence	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-2}]$
l	délka	$[\text{m}]$
L	délkový rozměr	$[\text{m}]$
o	omočený obvod	$[\text{m}]$
p	tlak	$[\text{Pa}]$
$p_{TOT-inlet}$	tlak totální - vstup	$[\text{Pa}]$
$p_{TOT-outlet}$	tlak totální - výstup	$[\text{Pa}]$
Δp_{STAT}	rozdíl statického tlaku	$[\text{Pa}]$
Δp_{TOT}	rozdíl totálního tlaku	$[\text{Pa}]$
Q_m	hmotnostní průtok	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
Q_v	objemový průtok	$[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$
R	poloměr	$[\text{m}]$
Re	Reynoldsovo číslo	$[1]$
S	plocha	$[\text{m}^2]$

S_h	konstanta	[1]
t	čas	[s]
T	teplota (absolutní)	[°C; K]
U	vnitřní energie	[J·kg ⁻¹]
\vec{u}	vektor střední rychlosti	[m·s ⁻¹]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
V	délkový rozměr	[m]
V	objem	[m ³]
$v_{1,2,3}$	vstupní rychlost	[m·s ⁻¹]
$v_{STŘ-inlet}$	rychlost střední vstupní	[m·s ⁻¹]
$v_{STŘ-outlet}$	rychlost střední výstupní	[m·s ⁻¹]
y	kolmá vzdálenost od stěny	[m]
η	dynamická viskozita	[Pa·s]
ε	turbulentní disipace	[m ² ·s ⁻³]
λ	součinitel tepelné vodivosti	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]
ν	kinematická viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
ν_t	turbulentní viskozita	[m ² ·s ⁻¹]
ρ	měrná hmotnost	[kg·m ⁻³]
τ	napětí	[Pa]
$\bar{\bar{\tau}}$	tenzor vazkých napětí	[Pa]
ω	specifická disipace energie	[s ⁻¹]

ÚVOD

Téma diplomové práce je zadáním firmy Hanon Systems Autopal s.r.o. Obsah této diplomové práce je zaměřen na problematiku numerického modelování proudění ve výměnících. V úvodu své práce jsem popisoval problematiku tepelných výměníků, provedl jejich klasifikaci, rozdělení dle různých kritérií a jednotlivé popisy jsem pro názornost doplnil přehlednými schématy. Poslední část kapitoly o tepelných výměnících je věnována vodnímu mezichladiči stlačeného vzduchu, který je předmětem zadání.

Druhá kapitola popisuje teorii numerického modelování, metodu konečného objemu apod. Popisují zde základní vztahy vyjadřující rovnici kontinuity a Navierovy-Stokesovy rovnice. Vzhledem k zadání, kde řeším izotermní i neizotermní proudění, jsem popsal rovnici energie (rovnice přenosu tepla). V další části kapitoly se nachází detailní popis definic matematických turbulentních modelů. Jsou zde popsány modely, které jsem použil k vypracování své diplomové práce, a to $k-\varepsilon$ a $k-\omega$. Definoval jsem turbulentní modely $k-\varepsilon$ Standard, RNG a Realizable a vzájemně je porovnal. Dále jsou zde popsány turbulentní modely $k-\omega$, konkrétně Standard a SST.

Třetí kapitola je věnována detailnímu popisu optimalizačního nástroje numerického modelování ANSYS „Adjoint Solver“. Jde o adjungovaný řešič, který je součástí ANSYS CFD. Dále popisují proces optimalizace a optimalizačních metod. Uvádím základní adjungované přístupy a metody společně s procesem diskretizace. Obsahem této kapitoly je taktéž vysvětlení a příklady využití adjungovaného řešiče v inženýrské praxi a s tím spojený proces stabilizace.

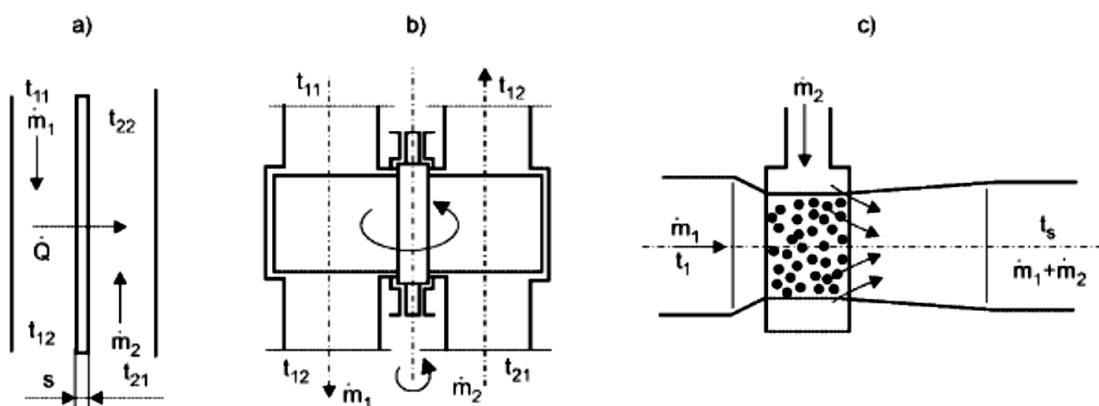
Čtvrtá kapitola se věnuje aplikaci „Adjoin Solver“ na zjednodušenou 2D geometrii. Uvádím proces vytváření geometrie a výpočetní sítě, která je předmětem této diplomové práce. Popisují jednotlivé kroky vytváření geometrie v ANSYS „Design Modeler“. Definují fyzikální a okrajové podmínky, provádím výpočty základních parametrů, které jsou nezbytné pro nastavení uživatelského prostředí ANSYS „Fluent“. Detailně zde popisují nastavení adjungovaného řešiče. V další části této kapitoly opět definují základní parametry modelu, popisují tvorbu modelu a výpočetní sítě na zjednodušené 3D geometrii. Dále definují fyzikální a okrajové podmínky a následně aplikují Adjoint Solver na tuto geometrii. Závěrečná část kapitoly je věnována různým nastavením adjungovaného řešiče, vyhodnocením a porovnáváním výsledků.

Poslední kapitola je věnována finálnímu řešení, které vyplynulo z výsledků popsaných v předchozích kapitolách. Nachází se zde vyhodnocení výpočtů nově navrženého modelu, pro 2D a 3D proudění, a také detailní porovnání charakteristik jako rychlost, tlak a teplota, v porovnání se zadaným modelem. V závěru práce jsou popsány výsledky aplikace adjungovaného řešiče na navržený model.

1 CHARAKTERISTIKA TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

Tepelný výměník je zařízení sloužící k přenosu tepla mezi jednou nebo více tekutinami. Tyto tekutiny mohou být oddělené pevnou stěnou, aby se předešlo jejich mísení, nebo mohou být v přímém kontaktu. Tepelné výměníky jsou široce používány k prostorovému vytápění. Bývají součástí klimatizací, elektráren, v chemických továrnách, petrochemických závodech, ropných rafineriích, dále při zpracování zemního plynu a čištění odpadních vod. Klasický případ tepelného výměníku je součástí motoru s vnitřním spalováním, ve kterém cirkuluje chladicí kapalina, která udržuje stálou pracovní teplotu motoru.

Výměníky tepla lze klasifikovat do různých kategorií, v závislosti na jejich smyslu průtoku, konstrukce, dle účelu použití, z hlediska skupenství pracovních médií apod. Dle konstrukce je můžeme dělit na rekuperační, kde jsou ohřívané a ohřívající média rozdělena nepropustnou stěnou o dané tloušťce a teplosměnných plochách. Dále regenerační a směšovací. U regeneračního výměníku vtéká médium opakovaně s určitým časovým zpožděním, za médiem ohřívajícím, do prostoru, který je přesně vymezen. Je vyplněn pevným elementem, ze kterého přijímá teplo, které bylo již dříve přivedeno ohřívajícím médiem. Uvnitř směšovacího výměníku dochází k vytvoření směsi z ohřívajícího a ochlazovaného média. [1]

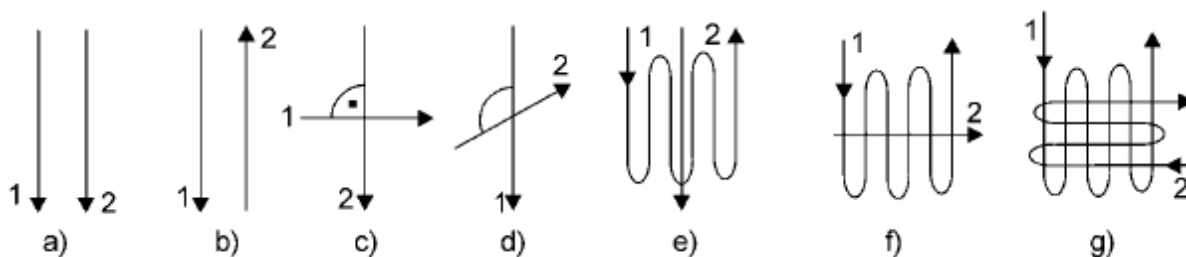


Obr. 1.1 - Typy výměníků: a) rekuperační b) regenerační c) směšovací [1]

Podle účelu dělíme výměníky na:

- Ohříváky – ohřívané médium v nich zvyšuje svou teplotu, ale nedojde ke změně fází
- Chladiče – ochlazované médium v nich sníží svou teplotu a nedojde ke změně fází
- Výparníky – u ohřívání kapalného média dojde ke změně skupenství na páru
- Kondenzátory – médium v parní fázi o vyšší teplotě změní své skupenství na kapalné
- Přehříváky a mezipřehříváky – slouží k vysoušení mokré páry a zároveň ke zvyšování teploty syté anebo přehřáté páry
- Sušárny – slouží k minimalizaci vlhkosti v pevné fázi za pomoci přívodu tepla
- Termické odplyňovány vody
- Otopná tělesa ústředního vytápění
- Barbotážní

Výměníky, kde se nachází paralelní proudění a kapaliny vstupují do tělesa ze stejné strany (stejného konce), se nazývají souproudé výměníky tepla. V případě opačného proudění dvou médií, za předpokladu oddělení nepropustnou stěnou o určité tloušťce a teplosměnných plochách, hovoříme o výměnících protiproudých. Mezi další typy můžeme zmínit výměníky křížové, se šikmým vzájemným proudem, vícenásobné souproudé, protiproudé a křížové proudění anebo s kombinovaným prouděním. U křížových a šikmých výměníků se osy jednotlivých proudů kříží a svírají mezi sebou určitý úhel. Hovoříme tak o mimoběžnosti, popřípadě kolmosti za předpokladu 90° u jejich vzájemného průřezu. V případě kolmosti se výměník označuje jako křížový. Schématické znázornění proudění je na obr. 1.2. [1]



Obr. 1.2 - proudění ve výměnících: a) souproud; b) protiproud; c) křížový proud; d) šikmý proud; e-g) kombinované proudění [1]

Skupenství pracovních médií má také vliv na konstrukci tepelného výměníku. Při proudění může docházet ke změně skupenství, proto lze výměníky odlišit podle změny skupenství teplotonosné látky:

- bez změny skupenství
- se změnou skupenství jedné teplotonosné látky
- se změnou skupenství obou teplotonosných látek

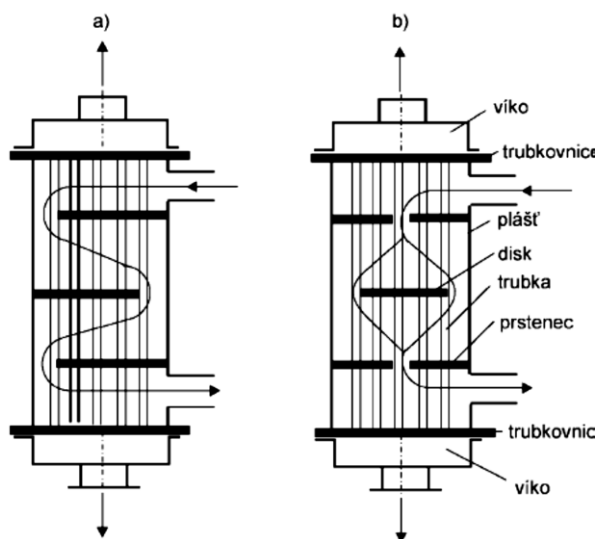
S ohledem na konstrukci můžeme výměníky dělit na:

- rekuperační
 - plášťové (segmentové, koncentrické přepážky)
 - článkové trubkové výměníky
 - se šroubovitě vinutými trubkami
 - se žebrováním
 - deskové
- regenerační
 - horizontální
 - vertikální
- směšovací

1.1 Rekuperační výměníky

Plášťové

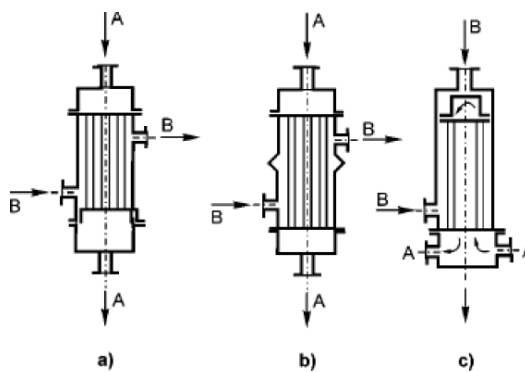
Těleso výměníku se skládá z vnějšího pláště a se dvěma přivařenými trubkovicemi, do kterých jsou zaválcovány rovné trubky. Trubkovnice jsou po obou stranách uzavřeny víky. Materiál použitý k výrobě trubek je většinou mosaz nebo ocel s tloušťkou stěny 1,5 až 2,5 mm. Průtokový průřez mezi trubkami bývá většinou 2-3x větší než je průtokový průřez trubek. Instalace zpomalujících přepážek se situuje v mezitrubkovém prostoru. Typy přepážek můžete vidět na obr. 1.3. [1]



Obr. 1.3 - Plášťový trubkový výměník tepla s přepážkami a) segmentovými b) koncentrickými [1]

Článkové

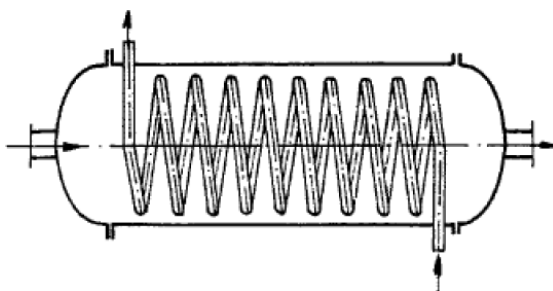
Tento typ výměníku se někdy nazývá dvoutrubkový, kde se nachází jedna trubka uvnitř druhé. Výhodou těchto výměníků, za předpokladu použití rovných trubek, je možnost využít minimální tloušťky stěny, což ovlivní celkovou hmotnost. Dále usnadníme údržbě mechanické čištění, ale také i výměnu jedné poškozené trubky. V celkové náročnosti výroby se řadí tyto výměníky jako snadno vyrobitelné. Jejich nevýhodou je kompenzace dilatace trubek mezi pevnými trubkovnicemi. [1]



Obr. 1.4 - Schéma rekuperačních výměníků tepla s přímými trubkami a) kompenzace s ucpávkou; b) kompenzace pružným vlněním; c) kompenzace s plovoucí hlavou [1]

Se šroubovitě vinutými trubkami

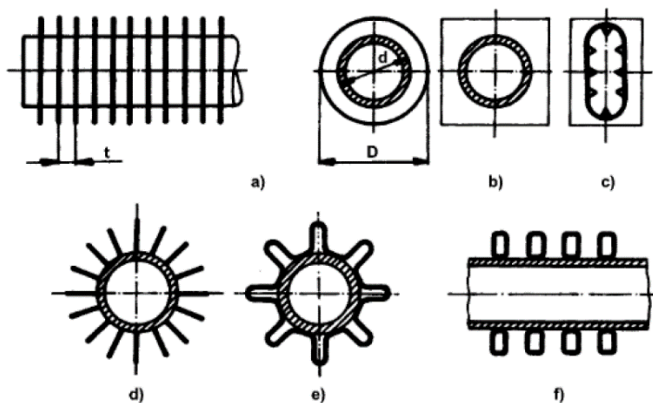
Výhodou tohoto typu výměníku je opět jeho jednoduchá výroba, má lepší součinitel prostupu tepla a menší teplosměnnou plochu. Využívá se protiproudu při zachování příčného obtékání trubek médiem na vnější straně. Nevýhodou oproti předchozímu výměníku je velmi náročná oprava. Je vyroben z jedné trubky a při případné opravě dojde ke kompletní výměně. Taktéž využití celého prostoru nádoby není nijak efektivní. [1]



Obr. 1.5 - Ležatý výměník se šroubovitě vinutými trubkami [1]

Trubkové se žebrováním

Tyto trubkové výměníky jsou doplněny o žebrování, viz obr. 1.6. Žebrování je vnější, ale také i na vnitřním povrchu trubek. Žebra jsou příčná, podélná anebo šroubovitě vinutá. Na trubce bývají navinuta nejčastěji třemi způsoby. Ve formě pásku, vyválcována z materiálu trubky nebo mohou být odlita.



Obr. 1.6 - Základní druhy žebrovaných povrchů trubek a),b) - trubka s kruhovými a čtvercovými žebry; c) - litinová trubka s vnitřním a vnějším žebrováním; d) - podélné žebrování; e) - páskové žebrování podélné; f) - žebrování zdrátových profilů. [1]

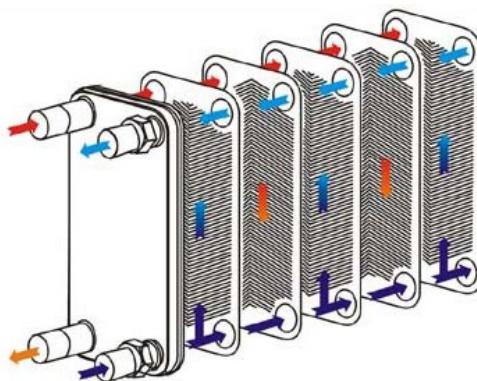
Výhodami žebrovaných trubek je použití u výměníků, které mají výrazně odlišný součinitel přestupu tepla u pracovních médií. Žebra se použijí na straně, kde je menší součinitel přestupu tepla, pokud je součinitel přestupu tepla na obou stranách přibližně stejný, ztrácí žebrování význam. Muselo by se provést na obou stranách. Při využití

žebrování dojde ke zvětšení teplosměnného povrchu a tepelného toku trubkou a naopak ke snížení tlakové ztráty proudícího média na straně žeběr, díky menšímu počtu řad trubek. [1]

Deskové

U deskových výměníků je teplosměnná plocha tvořena kovovými deskami o malé tloušťce. Desky jsou k sobě pevně přitisknuty. Ve svém profilu mají vyhloubené kanálky a jedno médium proudí jednou skupinou těchto kanálků. Druhé médium proudí jinými přilehlými kanálky, které se nacházejí v bezprostřední blízkosti.

Desky se běžně vyrábějí lisováním z plechů. Nejčastěji se používají rozměry 0,4 až 1 mm. Materiál použitý k výrobě desek může být uhlíková ocel, nerezová ocel, titan či nikl. Těsnění se vyrábí ze speciálních pryží, silikonu, nitrilu a azbestových vláken. Maximální roztěč mezi sousedícími deskami je 3 až 5 mm. Rychlost proudícího média se pohybuje v rozmezí 0,2 až 1 m.s⁻¹. Výhodou malé tloušťky desek je malý tepelný odpor.



Obr. 1.7 – Schéma deskového výměníku tepla [2]

Ve srovnání s trubkovými tepelnými výměníky mají deskové tyto výhody:

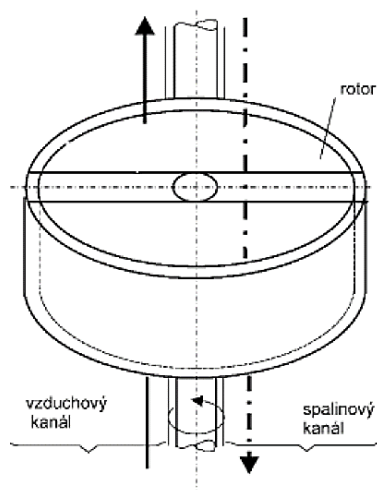
- Kompaktnější řešení
- Čistý protiproud s velkou turbulencí proudů pracovních látek
- Malou tloušťku stěny, což vede k menším rozměrům a snížení hmotnosti zařízení
- U tohoto typu výměníku lze snadno ovlivňovat výkon přidáváním a ubíráním počtu unifikovaných desek

Při vyšších tlacích mohou nastat problémy s dosažením těsnosti. [1]

1.2 Regenerační výměníky

Nejčastěji použití tohoto typu výměníku je ohřívák vzduchu kotle spaliny –vzduch, který se označuje Ljungström. Přenos tepla se uskutečňuje prostřednictvím pohyblivé rotační a nepohyblivé výplně. Výměníky s pohyblivou výplní se dělí na horizontální a vertikální. Zmíněný Ljungström se sestává z rotoru, sektorových desek, spalínové a vzduchové části. Princip činnosti je následující.

Rotor je vestavěn do uzavřeného prostoru, který dělí a zároveň těsní sektorové desky (mezi částí spalínovou a vzduchovou). Utěsnění rotoru se provádí pevnými kovovými ucpávkami upevněnými radiálně (vertikálně) a axiálně (horizontálně) na konstrukci mezi jednotlivými sektory. Výchřevná náplň musí splňovat dobrý přenos tepla, malé tlakové ztráty, levnou výrobu, umožnit snadnou údržbu a čištění (i za provozu) a nepodléhat účinkům koroze. Uložení náplně se uskutečňuje v rotoru ve 2 až 3 vrstvách. Horizontální ohřívák vzduchu má oproti vertikálnímu ohříváku výhodu v poloze převodovky, ložisek a elektromotoru. Náboj ohříváku s čepy je velmi namáhán ohybovým momentem. Vznikající napětí může vyústit až v únavu materiálu. Vertikální ohřívák má menší hmotnost a je levnější na výrobu, proto se velké ohříváky vzduchu vyrábějí ve vertikálním provedení. [1]



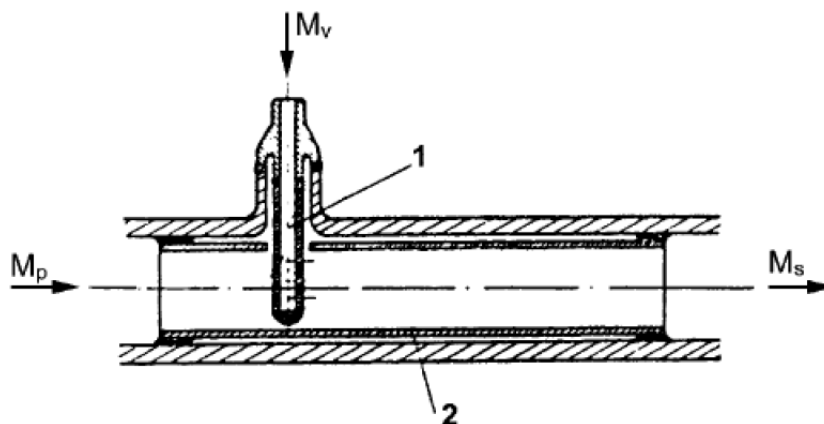
Obr. 1.8 - Regenerační vertikální ohřívák vzduchu Ljungström [1]

1.3 Směšovací výměníky

Směšovací výměníky nemají v porovnání s jinými typy výměníků žádné teplosměnné plochy. Ohřívací i ohřívané média se smíchají a tím vytvoří homogenní směs. Sdílení tepla probíhá přímým stykem obou pracovních látek. Tato metoda tepelné výměny se používá pro vstřík vody do páry a ohřev napájecí vody. [1]

Vstřík vody do páry

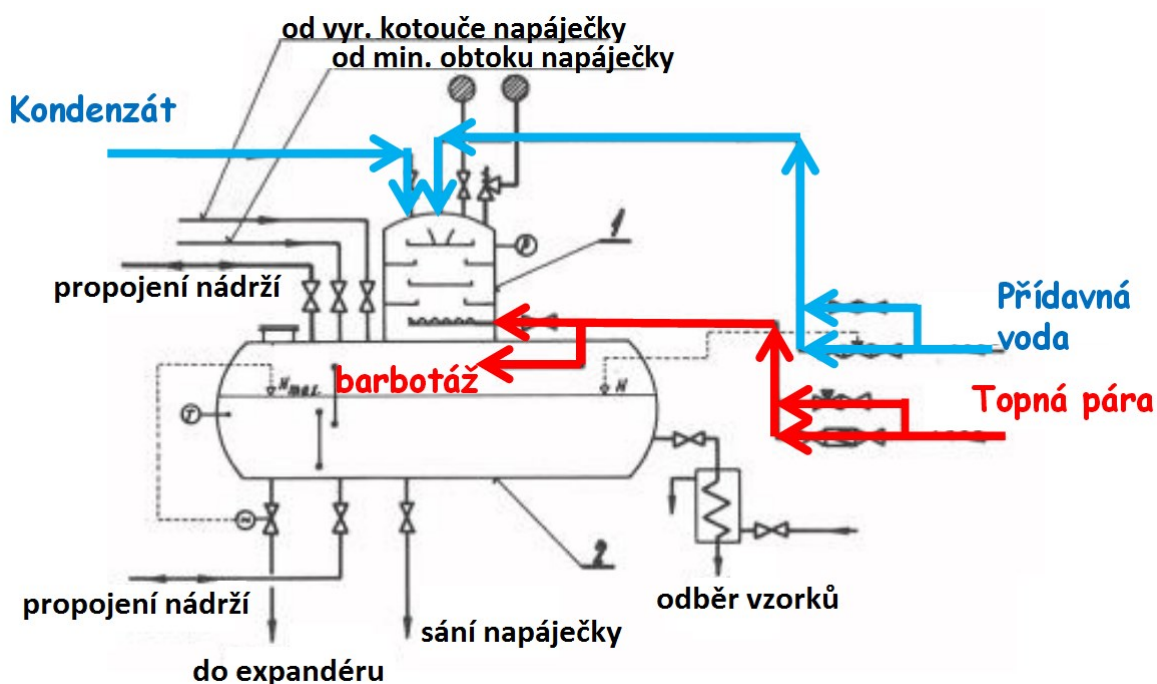
Metoda vstříku vody do páry se nejčastěji využívá k regulaci teploty přehřáté páry. Vstříkovaná voda musí mít nižší teplotu než přehřátá pára, proto je nutné zabránit přímému styku s tlustostěnným pláštěm potrubí. Docílí se toho přivařením přívodního potrubí k ochrannému nátrubku. K vypaření kapiček nedochází okamžitě, proto je nutná dostatečně dlouhá vložka u chladiče. Nespornou výhodou těchto chladičů páry oproti rekuperačním chladičům páry je jednoduchá konstrukce a rychlá odezva na teplotu přehřáté páry. [1]



Obr. 1.9 - Vstříkovací chladič páry; 1 – potrubí s ochranným nátrubkem; 2 - přívod vody; 3 - vnitřní vestavba se vstříkovacími otvory. [1]

Ohřev napájecí vody

Principem je mísení vody a nízkotlaké páry. Někdy jsou tyto výměníky označovány jako odplyňovávky. Dochází zde k výměně tepla, změně chemického složení, odstranění plynů (kyslík, dusík, vodík, oxid uhličitý), které jsou obsažené v napájecí vodě. Tepelné odplynění probíhá při teplotě varu (přibližně 105°C) při mírném přetlaku. Princip odplyňovávky je znázorněn na obr. 1.10. [1,3]



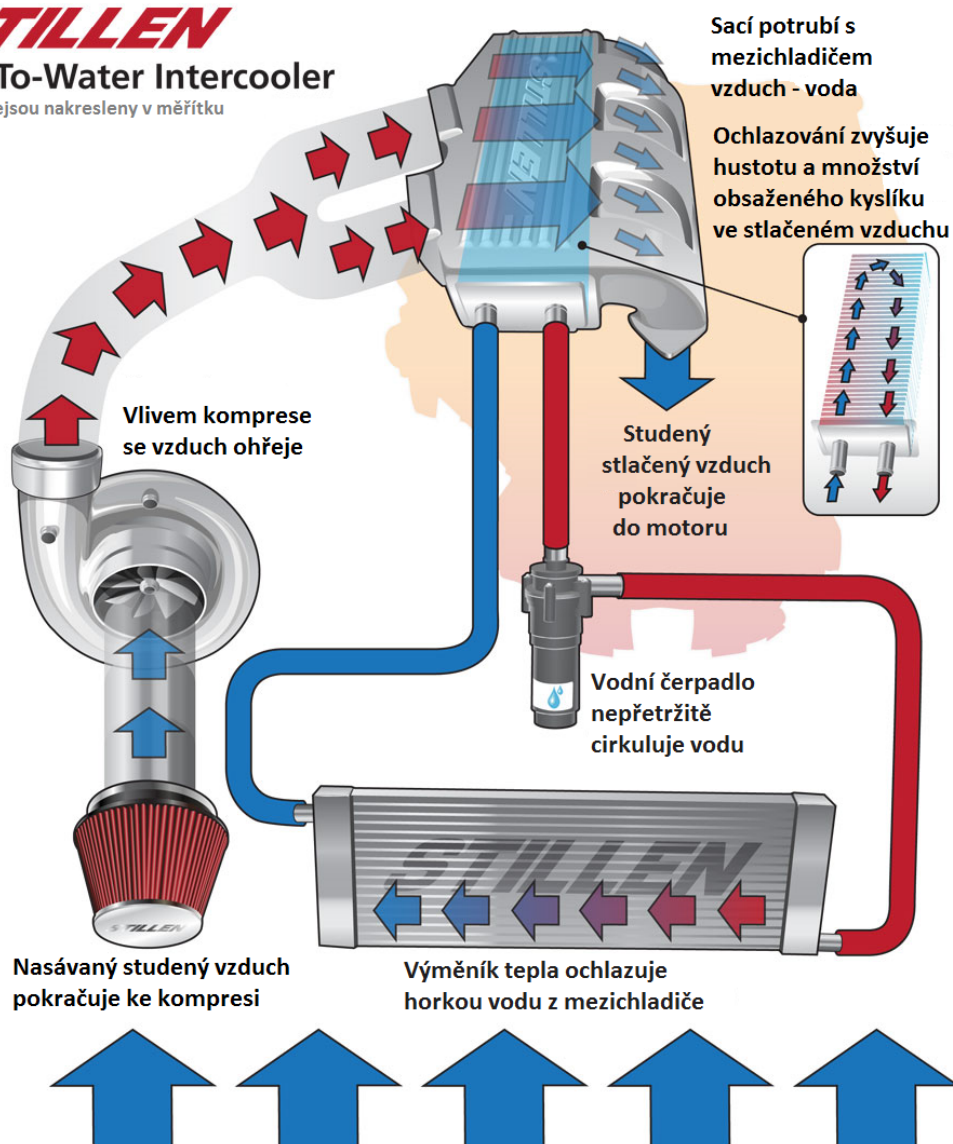
Obr. 1.10 – Odplyňovák [3]

1.4 Mezichladič stlačeného vzduchu

Tento typ výměníku tepla, který můžeme najít i pod označením intercooler, je zařízení určené k výměně tepla v přeplňovaných motorech s turbodmychadlem. Jeho úkolem je ochlazovat vzduch vedoucí z turbodmychadla do válců motoru, který byl zahřátý vlivem komprese. Chlazení má pozitivní vliv na množství obsaženého kyslíku ve stlačeném vzduchu. Upravený vzduch pokračuje do válce. Vzduch s vyšší koncentrací kyslíku umožní hoření vyšší dávky paliva a tím se dosáhne vyššího výkonu motoru při zachování jeho zdvihového objemu. Při docilování nejnižších hodnot se zlepšuje plnicí účinnost motoru, posouvá se teplota cyklu a také se sníží riziko samovolného vznícení plynů ještě před fází kontrolovaného vzplanutí, jako tomu bývá u benzínových motorů. [4]

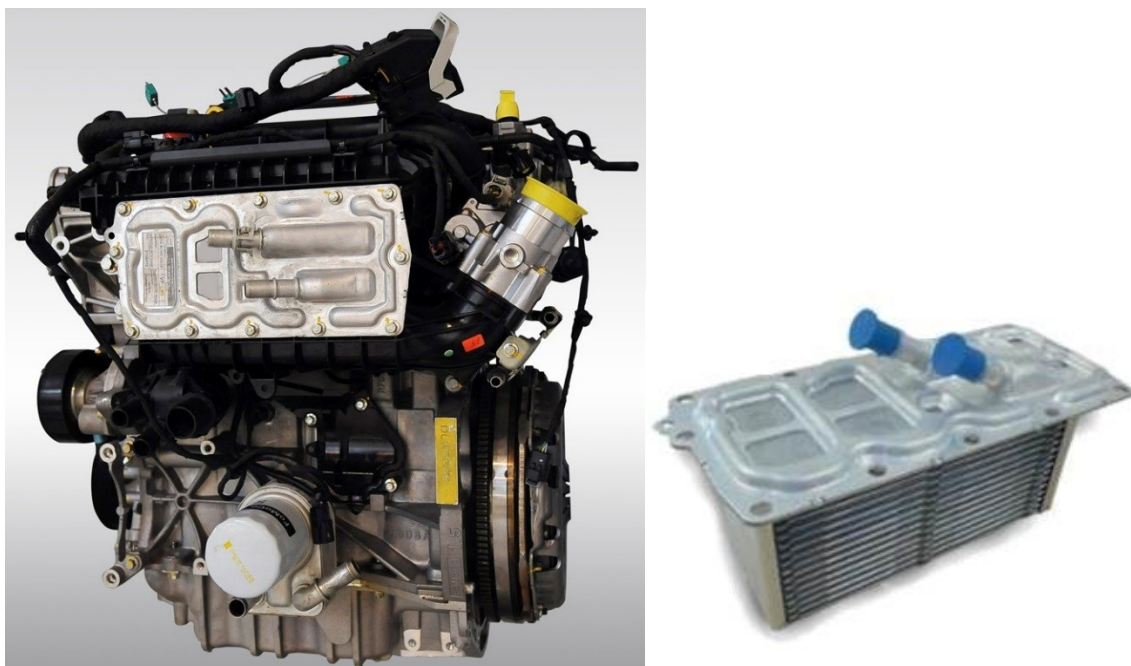
Intercoolery se liší rozměry, obsahem, technologií výroby, umístěním a způsobem chlazení. Jeho umístění bývá v prostoru mezi chladičem chladicí kapaliny a motorem (ihned za předním nárazníkem, aby se docílilo největšího přísunu vzduchu). Automobilky mají odlišné řešení těchto výměníků. Umístění u supersportů bývá i opačně. První se umísťuje za nárazník intercooler a až následně chladič, aby došlo k maximálnímu ochlazení stlačeného vzduchu, což může zapříčinit kratší životnost na úkor vyššího výkonu. Nevýhodou může být dlouhá cesta z a do intercooleru, která způsobuje efekt zvaný turbo lag. [4]

STILLEN
Air-To-Water Intercooler
 Části nejsou nakresleny v měřítku

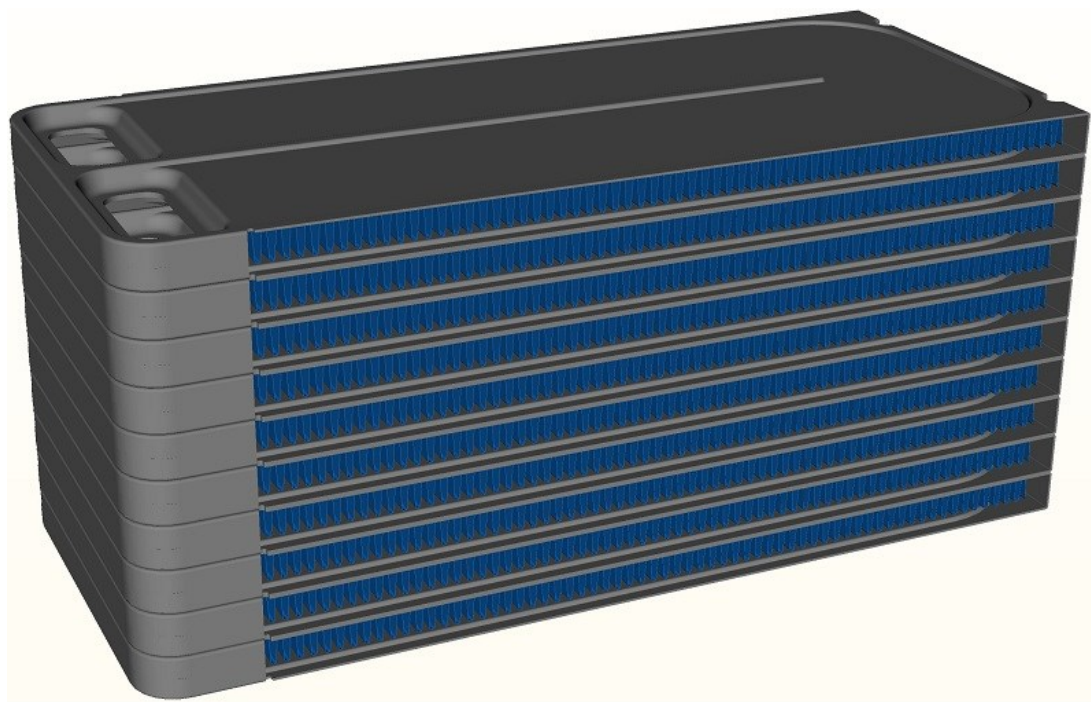


Obr. 1.11 – Princip činnosti vodního mezichladiče stlačeného vzduchu [17]

Speciálním provedením výměníku, které je i předmětem této diplomové práce, je Intercooler označovaný jako vzduch - voda, popřípadě jinou terminologií - vodní mezichladič stlačeného vzduchu. Přestup tepla probíhá mezi proudícím vzduchem a zprostředkující tekutinou, kterou bývá ve většině případů směs vody s glykolem. Princip činnosti je podobný jako u výměníku vzduch – vzduch. Odlišností je, že tekutina na konci chladicího procesu odevzdává teplo do okolního vzduchu. Chlazení tekutiny probíhá většinou na jiných místech, především kvůli prostorovým limitům. Koncept tohoto chladiče poskytuje nejen srovnatelnou účinnost, ale i redukci hmotnosti (velikost tohoto výměníku je podstatně menší než u Intercooleru vzduch – vzduch), snazší instalaci výměníku, významné úspory energie a možnost chlazení tekutiny na vzdálených místech. Nevýhodami těchto tepelných výměníků mohou být například netěsnosti, především vlivem jejich složitého provedení. [4]



Obr. 1.12 – Umístění vodního mezichladiče stlačeného vzduchu v motoru automobilu [5]



Obr. 1.13 - Model vodního mezichladiče stlačeného vzduchu [18]

Na obrázku 1.13 je částečný model vodního mezichladiče stlačeného vzduchu. Těleso, které je předmětem zadání diplomové práce (obr. 4.1.1) je viditelné na vrchní straně. Je patrné, že k ochlazení stlačeného vzduchu je využíváno najednou několik těchto těles. Jsou uspořádány v pravidelných vzdálenostech nad sebou. Mezi jednotlivými pláty jsou mezery, mezi kterými proudí stlačený vzduch a dochází zde k jeho ochlazení.

2 TEORIE NUMERICKÉHO MODELOVÁNÍ

V zásadě rozlišujeme 3 typy numerických metod. Metodu konečných prvků, metodu konečných objemů a metodu konečných diferencí. Každá z těchto metod je vázána na odpovídající typ formulace úlohy. Metody konečných prvků souvisí s integrální – globální – formulací a integrace je přes malou část řešené oblasti (konečný resp. hraniční prvek) nahrazena integrací přibližnou (numerickou), čili součtem. Integrální formulace často odpovídá nějakému variačnímu principu. [6]

Metoda konečných objemů vychází rovněž z integrálního zápisu základních bilančních rovnic. Integrace, obecně přes konečný objem, je převedena pomocí Stokesovy (Gaussovy) věty na integraci po jeho povrchu. Jde tedy o numerickou realizaci bilance příslušných veličin, nejčastěji hmotnosti, hybnosti, energie apod.

Metoda konečných diferencí je vázána na diferenciální – lokální – formulaci, přičemž je derivace nahrazena derivací přibližnou, tzn. diferencí (konečným rozdílem). Tuto metodu lze interpretovat jako bilanci příslušných veličin v bodě.

Rovnice mechaniky kontinua lze kvalitativně rozdělit do třech základních typů. Kvalitu řešení určuje to, zda v řešené oblasti existují reálné křivky (tzv. charakteristiky), podél nichž je řešení a jeho derivace vzájemně závislé či nikoliv. Podle toho rozdělujeme rovnice na:

- Eliptické – neexistují reálné charakteristiky, např. stacionární vedení tepla, nestlačitelné proudění
- Parabolické – zde existuje jedna reálná charakteristika, můžeme zde zařadit například nestacionární vedení tepla a proudění nestlačitelné vazké tekutiny
- Hyperbolické – pro tento případ existují dvě reálné charakteristiky (dvourozměrný případ) či char. plochy (ve 3D případě). Je to například šíření elastických vln či nestacionární proudění nevazké tekutiny. [6]

2.1 Rovnice kontinuity

Rovnice spojitosti popisuje zákon zachování hmotnosti. Je shodná pro ideální i skutečnou kapalinu. Vyjadřuje vztah mezi rychlostí proudění „ v “ a obsahem průřezu „ S “ v daném místě uzavřené trubice, za předpokladu ustáleného proudění ideální nestlačitelné kapaliny. Je vyjádřena vztahem:

$$Q_v = S \cdot v = konst. [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.1.1)$$

Kde Q_v charakterizuje objemový průtok, tj. objem kapaliny, který proteče v daném průřezu trubice za jednotku času.

$$Q_v = \frac{\Delta V}{\Delta t} [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.1.2)$$

S - představuje plochu průřezu v daném místě trubice kolmé ke směru rychlosti proudícího média [m^2]

v - je velikost rychlosti v daném průřezu potrubí kolmé ke směru rychlosti tekutiny [$m \cdot s^{-1}$]

Dalším vyjádřením rovnice kontinuity může být vztah:

$$S_1 v_1 = S_2 v_2 \quad (2.1.3)$$

který byl odvozen z následujícího vztahu:

$$Q_v = \frac{\Delta V}{\Delta t} = S \cdot \frac{\Delta l}{\Delta t} = S \cdot v [m^3 \cdot s^{-1}] \quad (2.1.4)$$

Jedná se o poměr rychlostí v_1 a v_2 proudění ve 2 místech trubice (potrubí), který je převrácený vůči poměru plošných obsahů průřezů (ploch) S_1 a S_2 téže trubice ve stejném místě. Obecně platí, že čím je potrubí užší, tím je rychlost proudění vyšší. Při ustáleném proudění ideální kapaliny je součin průtočné plochy totožný s velikostí rychlosti proudícího média a tedy i objemový průtok v každém místě potrubí stejný. Aby byla platnost této rovnice zachována, musí být ve všech místech potrubí zachován stejný objemový průtok.

Dalším vyjádřením rovnice kontinuity může být vztah související se stlačitelností kapaliny. U stlačitelných kapalin dochází ke změně měrné hmotnosti (hustoty), proto dochází ke změně objemového toku. Hmotnostní tok zůstává neměnný, rovnici kontinuity lze přepsat do tvaru:

$$Q_m = S \cdot \rho \cdot v = konst. [kg \cdot s^{-1}] \quad (2.1.5)$$

- Kde Q_m je hmotnostní tok, tj. hmotnost kapaliny, která proteče daným průřezem za jednotku času.
- ρ je měrná hmotnost (hustota) kapaliny [jednotka]
- Veličiny $S [m^2]$ a $v [m \cdot s^{-1}]$ byly popsány výše.

Odvození vztahu hmotnostního průtoku je následující:

$$Q_m = \frac{\Delta m}{\Delta t} = \rho \cdot \frac{\Delta V}{\Delta t} = S \cdot v \cdot \rho \text{ [kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.1.6)$$

Rovnici kontinuity lze zapsat také v diferenciálním vektorovém tvaru:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (2.1.7)$$

kde \vec{u} je vektor střední rychlosti [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] [7]

2.2 Reynoldsovo číslo

Reynoldsovo číslo je bezrozměrnou veličinou, pomocí které definujeme charakter proudění. Proudění může nabývat laminárního anebo turbulentního charakteru. Reynoldsovo číslo lze určit dle vztahu:

$$Re = \frac{v \cdot d_h}{\nu} [1] \quad (2.2.1)$$

Kde v je střední rychlost proudění tekutiny v daném místě (průřezu) [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

d_h je hydraulický průměr [m]

ν je kinematická viskozita tekutiny [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]

Dle Re lze rozdělit charakter proudění na 3 oblasti, a to na proudění laminární, jenž se dosahuje při nízkých hodnotách Reynoldsova čísla $Re \leq 2320$ pro kruhový průřez. Dále turbulentní proudění, pro které platí $Re > 4000$ (oblast vysokých Reynoldsových čísel). Mezi laminární a turbulentní oblastí se nachází oblast přechodová, charakter proudění je zde proměnlivý. Pro třetí oblast platí podmínka: $2320 < Re < 4000$ [8]

2.3 Navierova-Stokesova rovnice

Navierova-Stokesova rovnice popisuje rovnováhu sil při proudění skutečné tekutiny. U skutečné tekutiny působí síly vnější, tlakové, setrvačné (spojené s vlastním pohybem částic tekutiny) a dále se zde vyskytují třecí síly, které jsou způsobeny viskozitou tekutiny.

K matematickému vyjádření smykového napětí se použije Newtonův vztah

$$\tau = \eta \frac{dv}{dy} \quad (2.3.1)$$

Rovnováha sil při proudění skutečné kapaliny je vyjádřena vztahem

$$\vec{F}_s = \vec{F}_o + \vec{F}_p + \vec{F}_t \text{ [N]} \quad (2.3.2)$$

Při vzájemném pohybu částic vznikají ve skutečné tekutině tečná napětí, která způsobují úhlovou deformaci částic. Na elementární objem skutečné tekutiny v podobě šestistěnu o stranách dx, dy, dz působí na jeho plochách smyková i normálová napětí. Dojde-li ke stanovení rovnováhy všech působících sil (působící na elementární objem tekutiny), dostaneme Navierovu-Stokesovu rovnici vyjádřenou ve vektorovém zápise pro nestlačitelnou tekutinu v pravoúhlém souřadném systému ve tvaru:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \text{grad} \vec{v} = \vec{a}_o - \frac{1}{\rho} \text{grad} p + \nu \Delta \vec{v} \quad (2.3.3)$$

Výše uvedená rovnice se od Eulerovy rovnice hydrodynamiky odlišuje posledním členem na pravé straně. Tetno člen vyjadřuje sílu potřebnou k překonání viskózního tření tektiny. Při řešení proudového pole se většinou upltňuje roložení rychlostí a tlaků. Navierovy-Stokesovy rovnice patří do skupiny nelineárních parciálních diferenciálních rovnic. K řešení se využívá analytické metody, zejména pro jednodušší případy laminárního proudění. Pro řešení složitějších případů se využívá numerických metod například metoda konečných objemů. [9]

2.4 Rovnice energie

Rovnice energie je formálně podobná rovnicím vyjadřující zákon zachování hmoty a hybnosti. Její vektorový tvar je následující:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} (\rho E) + \nabla \cdot (\vec{u} (\rho E + p)) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) - \nabla \cdot (\vec{\tau} \cdot \vec{u}) + S_h \quad (2.4.1)$$

Kde E je celková energie, která je součtem energie vniřní U a kinetické energie E_k

$$E = U + \frac{1}{2} \vec{u} \cdot \vec{u} \quad (2.4.2)$$

S_h je člen zahrnující chemické reakce a další zdroje tepla, T je absolutní teplota [K]

λ je součinitel tepelné vodivosti [$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$] a $\bar{\tau}$ je tenzor vazkových napětí [Pa]

Problematika přenosu tepla v tekutinách a rovnice energie jsou detailněji popsány v literatuře [10, 11].

2.5 Definice matematických modelů

Model k - ε je jeden z nejpoužívanějších turbulentních modelů, i když nepodává přesné výsledky v případech velkých tlakových gradientů. Model se skládá z rovnic, které reprezentují turbulentní vlastnosti proudění, což umožňuje tomuto modelu popsat účinky konvekce, difúze a turbulentní energie. První transportní proměnná je turbulentní kinetická energie označená jako k , druhou transportní proměnnou představuje v tomto případě rychlost disipace ε . Rychlost disipace vyjadřuje měřítko turbulence, přičemž první proměnná určuje pouze energii v turbulenci. Jsou známy tři hlavní formulace k - ε modelu a to k - ε Standard, k - ε RNG a k - ε Realizable. Dvourovnicový model označený k - ω řeší podobně jako předchozí model dvě dodatkové transportní rovnice. Kromě kinetické energie (rychlostního měřítka turbulence řešené skrze kinetickou energii) řeší i specifickou disipaci energie (vířivost), která je míra rotace kapaliny v určitém bodě proudového pole. [12,13]

2.5.1 k - ε Standard

První z modelů, navržený v roce 1974 Launderem a Spaldingem, je známější pod označením standardní k - ε model. Je asi nejznámějším a nejpoužívanějším turbulentním modelem, vyznačuje se velkou robustností, dostatečnou přesností pro širokou škálu typů proudění a také v neposlední řadě ekonomičností výpočtu. Je to semi-empirický model, hlavním předpokladem použití tohoto modelu pro výpočet je plně vyvinuté turbulentní proudění, efekt molekulární viskozity je zanedbatelný. Z tohoto důvodu lze k - ε Standard aplikovat na úlohy proudění s vysokým Reynoldsovým číslem. Nevýhodou tohoto modelu je nemožnost aplikovat jej u velkých zakřivených proudů, při zavírání oblasti a při odtržení proudu (spojené s nízkým Re). Dále není vhodné jeho použití pro velmi nízké rychlosti proudění při řešení přestupu tepla. Kvůli těmto nedostatkům se později vytvořily nové modely, které se je snaží eliminovat. Jedná se především o modely nesoucí označení RNG a Realizable, viz níže. [13]

2.5.2 $k-\varepsilon$ RNG

Tento vylepšený turbulentní model byl odvozen z modelu $k-\varepsilon$ Standard a jeho název vychází z renormalizace skupin (tj. Re-Normalisation Group method). Metoda renormalizace je aplikována na Navier-Stokesovy rovnice a turbulentní viskozita se definuje dle iteračního procesu. Výhodou je, že odstraňuje úzká pásma vlnových čísel. Jeho obsahem je další člen v rovnici, který zaručí vyšší přesnost výpočtů v oblastech velkých rychlostních deformací a taktéž zvyšuje přesnost výpočtů pro vířivé proudění. Součástí modelu je analytický vzorec pro Prandtlova čísla a také analyticky odvozenou dif. rovnici pro efektivní viskozitu. Tyto vlastnosti přinášejí výhodu v podobě přesnějších a spolehlivějších výsledků pro širší rozsah typů proudění, než tomu bylo u standardního $k-\varepsilon$ modelu. [13]

2.5.3 $k-\varepsilon$ Realizable

Posledním z turbulentních $k-\varepsilon$ modelů použitých při výpočtech v této diplomové práci je model Realizable. Jeho název byl vytvořen díky jeho vlastnostem, tj. dokáže eliminovat překážky vyskytující se u předchozích modelů (v souladu s fyzikou turbulentního proudění) a tím zrealizovat dříve problematické výpočty. Přináší také značné vylepšení oproti modelu Standard, zejména pro proudění s velkým zakřiveným proudem, víry a rotacemi. Studie uvádějí, že dosahuje lepších výkonů oproti modelům RNG i Standard. Nedostatkem turbulentního modelu Realizable je to, že vytváří nefyzikální viskozitu v situacích, kdy je výpočetní oblast rozdělena na stacionární a nestacionární (rotační) zóny, tj. při použití Multiple reference frames nebo u rotačního Sliding mesh, které má své uplatnění při simulaci otáčení míchadla. Je to způsobeno zahrnutím účinků střední rotace do definice turb. viskozity. [13]

2.5.4 $k-\omega$ Standard

Tento dvourovnicový model řeší podobně jako modely $k-\varepsilon$ dvě dodatečné diferenciální rovnice. Jedná se o empirický model založený na řešení transportních rovnic. Rovnice pro specifickou disipaci energie ω má v porovnání s turbulentní disipací ε tyto výhody. Rovnici lze integrovat bez dalších podmínek přes viskózní podvrstvu. Lépe se predikuje tlakový spád, mezní vrstvy a odtržení proudu. Má využití především pro nízká Reynoldsova čísla, stlačitelnost a smykové proudění. Nevýhodou modelu $k-\omega$ Standard je citlivost při řešení hodnot k a ω ve volném proudu mimo smykové vrstvy. Při řešení úloh proudění v blízkosti stěny podává poměrně přesné výsledky, naopak při řešení charakteru proudění ve větší

vzdálenosti od stěny nepodává spolehlivé a korektní výsledky. Zde je nejvíce viditelný kontrast mezi modely $k-\omega$ a $k-\varepsilon$. [13]

2.5.5 $k-\omega$ SST

Turbulentní model $k-\omega$ SST je opět dvourovnicový model, který spojuje robustnost a přesnost výpočtů proudění v blízkosti stěny. Kombinuje vlastnosti $k-\omega$ i $k-\varepsilon$ modelů tak, aby při výpočtech proudění v blízkosti stěny využil předností modelu $k-\omega$ a naopak při proudění, které není v těsné blízkosti od stěny, aktivoval transformovaný model $k-\varepsilon$. Jeho název je zkratkou Shear Stress transport (transportace smykového napětí). Obecně lze o modelu SST říci, že majoritní většina výpočtů prováděných na tomto typu modelu dosahuje v porovnání s modelem $k-\omega$ Standard přesnějších a spolehlivějších výsledků. [13]

3 OPTIMALIZAČNÍ NÁSTROJ NUMERICKÉHO MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ

3.1 ANSYS CFD

Computational Fluid Dynamics (výpočet dynamiky proudění tekutiny, zkráceně CFD) je intuitivní nástroj, který umožňuje matematicky popsat proudění na zkoumaném produktu během návrhu, výroby, ale také v průběhu konečného použití. Softwarové možnosti analýzy proudění tekutiny mohou být použity k úpravě a optimalizaci nového zařízení a k řešení již existujících zařízení či vybavení. Program je velmi užitečný při zkoumání jedno či vícefázových jevů, při strukturálních a termodynamických analýzách, při zkoumání kontinua apod. Všechny tyto analýzy lze provádět společně, lze je snadno sloučit do jediné analýzy. Díky tomuto multifyzikálnímu software je umožněno provádět nejen kontrolní a spolehlivostní výpočty, ale rovněž citlivostní a optimalizační analýzy.

Velmi známý a široce využívaný analytický nástroj ANSYS CFD zahrnuje i dva další nástroje, které jsou součástí produktů ANSYS, lze je však využívat i separovaně. Jedná se o ANSYS Fluent a ANSYS CFX. ANSYS CFX představuje komplexní program pro simulaci problémů spojených s prouděním tekutin (vícefázových, reagujících) se zahrnutím vlivu tepla (tj. vedení, konvekce, radiace). Tento program není použit v této práci. Druhým zmíněným analytickým nástrojem je ANSYS Fluent. Program je navržen tak, aby byl schopen řešit fyzikální modely zabývající se problematikou modelování proudění, turbulence, přenosu tepla a reakce. Je široce používán pro průmyslové aplikace. Těmito aplikacemi je myšleno proudění vzduchu kolem leteckých profilů, problematika spalování. Od toku krve po výrobu polovodičů a od návrhu ventilace místností po úpravu a čištění vody.

Software ANSYS Fluent se stal nedílnou součástí návrhu a optimalizace jednotlivých fází vývoje produktu. Pokročilé technologie řešičů poskytují rychlé a velmi přesné výsledky CFD, flexibilní přesouvání a deformace sítí a vynikající paralelní rozšiřitelnost. Uživatelsky definované funkce dovolují implementaci nových uživatelských modelů a rozšiřují možnosti úpravy již existujících funkcí. Interaktivní řešič nastavení, řešení a post-processingu (tj. následné zpracování) velmi zjednodušují práci ve Fluentu, díky pozastavení výpočtu můžeme zkoumat výsledky s integrovaným post-processingem, provést dodatečná nastavení a ihned pokračovat v prováděném řešení. Nespornou výhodou je úspora času a operace v rámci jedné aplikace.

Integrace ANSYS Fluent do systému Workbench poskytuje uživatelům vynikající obousměrné propojení do všech hlavních CAD systémů. Tvorbu, úpravu a modifikaci geometrie zajišťuje technologie DesignModeler, pokročilé tvorby sítě se provádějí v ANSYS Meshing. Tato platforma umožňuje sdílet data a výsledky mezi aplikacemi pomocí jednoduchého přenosu „drag-and-drop“, tzn. jednoduché označení souborů a následné přetáhnutí. [14,15,16]

3.2 Optimalizace a optimalizační metody

Dnes se stává nedílnou součástí návrhového procesu optimalizace parametrů výrobku nebo zařízení. Velký význam má i posouzení rozdílných tvarových variant. V případě, že jsme schopni zajistit rychlou tvorbu velkého množství variant a jejich simulací pro nejrůznější provozní podmínky, můžeme dosáhnout spolehlivého a kvalitativně lepšího designu výrobku, bez nutnosti tvorby řady fyzikálních prototypů. V rámci vývoje dojde k nemalé finanční i časové úspoře a taktéž kratší době pro uvedení výrobku na trh.

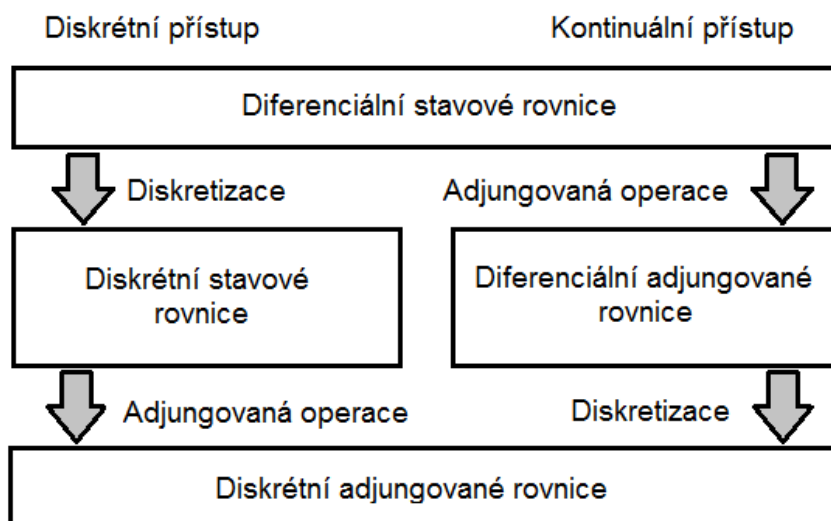
Jak již bylo popsáno výše, programy společnosti ANSYS, Inc. nabízí celou řadu nástrojů jak pro parametrickou, tak i neparametrickou optimalizaci pro úlohy proudění CFD, strukturálních analýz FEA a elektromagnetismu ELMAG. [15]

3.2.1 Optimalizační metody

Vývoj optimalizačních metod je předmětem šetření po celá desetiletí. Nutnost snížit čas investovaný do vývojového cyklu, od okamžiku zahájení až do konečné verze produktu, má vést ke vzniku různých metodik optimalizace.

Klíčovým faktorem určující použitelnost optimalizační metody je schopnost pracovat s mnoha návrhovými proměnnými, jako je několik modifikací tvaru dané geometrie. Metoda založená na gradientu si dokáže poradit s mnoha návrhovými proměnnými, výpočtem gradientu funkce nákladů, která je klíčovým faktorem pro další optimalizaci tvaru. Využívá se metody založené na gradientu k dosažení optimálního tvaru s ohledem na minimalizaci poklesu tlaku. Řešení této metody probíhá prostřednictvím různých výpočetních systémů jako schéma konečných diferencí a adjungovaný přístup. Adjungovaný přístup v porovnání se schématem konečných diferencí vyžaduje k odvození gradientu nákladové funkce méně času. Výpočet probíhá pouze jedenkrát a je nezávislý na návrhových proměnných.

Adjungovaná metoda se dělí na dva hlavní přístupy. Kontinuální a diskrétní přístup. Při prvním, kontinuálním přístupu se adjungované rovnice analyticky odvozují z rovnic řídicích a výsledkem jsou diskretizované rovnice. Naproti tomu při diskrétním přístupu dochází k diskretizaci řídicích rovnic a poté dojde k výpočtu adjungované rovnice. Na obr. 3.1. můžeme vidět grafické porovnání obou přístupů.



Obr. 3.1 - Diskrétní a kontinuální přístup [14]

Aby bylo možné porovnávat diskrétní a kontinuální přístup, měly by být vzaty v úvahu uživatelské preference. Přínosem diskrétního přístupu je skutečnost, že používá stejných řešičů využívaných pro transportní rovnice. Naproti tomu využití kontinuálního přístupu může vyžadovat rozdílné diskretizační schémata. Používání schémat blízkým transportním rovnicím má za výsledek přesnější výpočet gradientu. Navíc by časem mohlo docházet ke změnám limitů sítě při výpočtu hodnot gradientu.

V této práci se využívá pouze diskrétní přístup, na jehož principu pracuje ANSYS Fluent. Fluent využívá tento přístup vzhledem ke své schopnosti poskytovat větší množství citlivostních informací v případech jako stěnová funkce a komplexní geometrická konfigurace. Následující kapitoly budou zaměřeny na popis a odvození diskrétního adjungovaného řešiče, který poskytuje širší pohled na danou metodu. [14,15]

3.3 Charakteristika adjungovaného řešiče v prostředí ANSYS Fluent

Adjungovaný řešič (dále uváděn jako Adjoint solver) je speciální nástroj, který se využívá zejména pro rychlé citlivostní studie a tvarovou či neparametrickou optimalizaci. Může být využit k simulacím tvořenými až 50 miliony buněk v jedné síti. [14,15]

3.3.1 Diskrétní a kontinuální Adjoint Solver

S vývojem Adjoint Solveru přichází klíčové rozhodnutí, který ze dvou typů řešičů používat. Zda volit kontinuální anebo diskrétní přístup. Oba přístupy jsou určeny k výpočtům o stejné citlivosti dat, avšak jsou mezi nimi výrazné odlišnosti.

Zatímco uživateli využívající Adjoint Solver může připadat pracovní postup u obou typů velmi podobný, je důležité si uvědomit, že přístupy obou z nich jsou zcela odlišné a mají velký vliv především na přesnost výsledků.

Kontinuální Adjoint Solver se do značné míry opírá o matematické vlastnosti parciálních diferenciálních rovnic, které definují fyzikální problémy. Jedná se například o Navierovy-Stokesovy rovnice. S tímto přístupem je soubor parciálních diferenciálních rovnic formulován explicitně a je doprovázen adjungovanými okrajovými podmínkami. Tyto podmínky jsou rovněž odvozeny matematicky. Teprve po dokončení derivací mohou být adjungované parciální diferenciální rovnice diskretizovány a vyřešeny. Tento typ řešiče je implementován v programu ANSYS Fluent. Jeho výhoda spočívá v tom, že se může do značné míry oddělit od původního řešiče. Oba řešiče sdílejí pouze skutečnost, že jsou založeny na Navierových-Stokesových rovnicích.

Proces diskretizace a řešení parciálních diferenciálních rovnic jsou avšak velmi odlišné. Nesrovnalosti v modelování, diskretizaci a řešení přístupů mohou poškodit citlivostní informace tak výrazně, že dojde zejména k problémům se stěnovými funkcemi a to se odrazí na komplexní konfiguraci nastavení ANSYS Fluent. Kontinuální adjungovaný přístup může být tedy efektivně využit pouze pro některé kategorie problémů.

Diskrétní adjungovaný řešič již není založen na formě parciálních diferenciálních rovnic, jimiž se řídí průtok, ale na konkrétní diskretizované formě rovnice, kterou využívá sám průtokový řešič. Citlivost diskretizovaných rovnic tvoří základ pro citlivostní výpočty. Adjoint Solver je v tomto případě pevně vázán na konkrétní implementaci původního řešiče

průtoku. Z těchto důvodů byl použit diskretní přístup při vývoji ANSYS Fluent Adjoint Solver. [14]

3.3.2 Příklad využití Adjoint Solveru

Představme si, že musíme vytvořit například karoserii automobilu a minimalizovat odpor proti působení větru, optimalizovat čerpací systém či chladicí systém a minimalizovat tlakovou ztrátu. V těchto případech je hlavním faktorem výsledný tvar. Pokud v nastavení vkládám parametry jednotlivých simulací, většinou definuji tvar a parametrické proměnné, někdy za pomoci optimalizačního nástroje. I když se jedná o dobrý postup, může to přinést řadu omezení:

Konstrukční tvary mohou být velmi složité, bývají tvořeny stovkami parametrů (nebo i více parametry). Je takřka nemožné, aby se uvažoval každý z nich. Nelze se tedy ujistit, že jsme vybrali právě ty nejpotřebnější. I když zvolíme jeden klíčový parametr, máme stále velmi velký počet návrhů k vyhodnocení. Simulace všech návrhů je velmi časově náročná.

Kvůli těmto důvodům se využívá optimalizačních nástrojů, mezi jejich přednosti patří:

- Automatická identifikace části, tvaru, profilu komponenty, která potřebuje být modifikována
- Automaticky vede optimalizaci tvaru určením do jaké míry, směru se má nový tvar modifikovat a to přímo z výsledku simulace, bez nutnosti využití metody „trial and error“ (pokus omyl), což je velmi časově efektivní
- Rychle provádí návrh optimalizace tvaru s využitím minimálního množství simulací, ty probíhají ve velmi rychlém sledu

Adjoint Solver přímo definuje, které sekce daného tvaru mají být upravovány. Díky tomuto přístupu dosáhne optimální geometrie za velmi krátkou dobu. Vzhledem k tomu, že tento řešič pracuje ruku v ruce s technologií úpravy sítě, není nutné opět definovat celou geometrii anebo vytvářet celou síť od začátku. Velmi jednoduše přetvoří stávající síť do nové optimalizované podoby. Jak již bylo řečeno, díky eliminaci postupu pokus-omyl dochází k vylepšení výsledku. Taktéž přestavba celé sítě probíhá současně při výpočtech, což ušetří ještě více času. Citlivostní data Adjoint Solveru mohou být použita k úpravě systému za účelem zlepšení jeho vlastností. Úprava systému spočívá v algoritmu gradientu. Základní princip je velmi jednoduchý. Modifikace systému inklinuje k nejcitlivějšímu řešení, které maximalizuje efekt samotné změny. [14,15]

3.4 Stabilizace

Při aplikaci Adjoint Solveru mohou nastat problémy se stabilitou, nejčastěji při řešení problémů s velkým počtem buněk a složitou geometrií. Tyto nestability mohou být spojeny s nepravidelnostmi malých rozměrů v oblasti proudu (úzké kanály, štěrbiny). Mají tendenci se vyskytovat pouze v určitých místech proudění. Bez ohledu na prostorovou lokalizaci těchto nestabilit, linearita adjungovaného problému neposkytuje vnitřní limit jejich růstu během řešeného výpočtu. Jejich přítomnost může narušit celý výpočet, i přestože se nachází pouze v několika málo buňkách.

Dvě stabilizační schémata jsou uživateli k dispozici v programu ANSYS Fluent, mají za cíl překonat problémy s nestabilitou při výpočtech. Tyto stabilizační schémata jsou navržena tak, aby do procesu výpočtu zasahovaly pouze tehdy, když standardní postup ztrácí stabilitu, tím je myšleno, že řešení neinklinuje ke konvergenci. Obě schémata fungují na principu identifikace nestabilních růstových vzorů při řešení adjungovaného procesu, systém poté vyhodnotí výhodnější variantu a tu následně aplikuje. Prostorové schéma funguje prostřednictvím identifikace částí celku, kde se vyskytuje nestabilní růst a uplatní zde přímější a stabilnější postup řešení pro tyto oblasti.

Modální schéma představuje proces identifikace konkrétních podrobností při nestabilním růstu vzorů. Tyto vzory jsou prostorově lokalizovány a jsou využívány k dělení řešení do dvou částí, které mají stabilní či nestabilní charakteristiky. Stabilní část je jako obvykle pokročilejší, algoritmus výpočtu je navržen tak, aby kompenzoval nestabilní část, čímž dojde ke stabilizaci řešení. Obecně platí, že modální schéma vyžaduje k výpočtu méně paměti než prostorové schéma.

Vznik nestabilních vzorů může nastat kdykoliv během adjungovaného výpočtu, jejich počet závisí na daném typu řešeného případu. Můžeme se setkat s 10 až 20 nestabilními druhy, není to nic neobvyklého. U větších případů se můžeme potýkat s mnohem většími čísly. Obecným trendem jsou rychle rostoucí nestabilní vzory, které se často objevují již po několika iteracích. Pomalu rostoucí režim se projeví až později při výpočtu. [14]

4 APLIKACE MATEMATICKÉHO MODELOVÁNÍ

Předmětem zadání je aplikace matematické modelování proudění na určitou část vodního mezichladiče stlačeného vzduchu. V následujících kapitolách budu provádět výpočty základního proudového pole a následně optimalizovat jeho tvar.

Výsledný matematický model proudění je charakterizován jako:

- 2D model a 3D model geometrie
- Nestlačitelné proudění
- Turbulentní a laminární proudění
- Izotermické proudění
- Proudění s přestupem tepla (voda o teplotě 40°C, teplota stěn 150°C)
- Proudění jednoho média

Varianty numerických výpočtů:

2D model

- Vliv kvality sítě (jemná a hrubá síť)
- Definování konstantních fyzikálních vlastností
- Definování různých okrajových podmínek (3 vstupní rychlosti)
- Výpočet základního proudového pole (pro laminární a turbulentní modely)
- Izotermické proudění
- Optimalizace pro zadanou oblast
- Optimalizace pro zvětšenou oblast

3D model

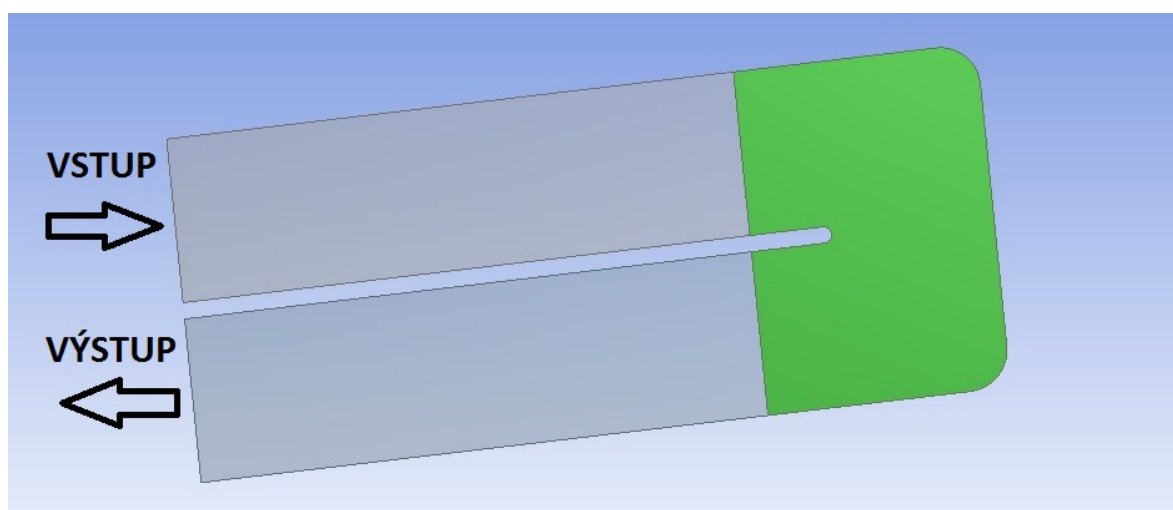
- Definování konstantních fyzikálních vlastností
- Definování různých okrajových podmínek (3 vstupní rychlosti)
- Výpočet základního proudového pole (pro laminární a turbulentní modely)
- Izotermické proudění
- Optimalizace pro zvětšenou oblast
- Optimalizace pro různě definované oblasti

4.1 Aplikace matematického modelování na 2D model

V následující kapitole je detailně popsána tvorba 2D modelu, definování výpočetních sítí s odlišným počtem elementů. Dále definuji různé okrajové podmínky a konstattní fyzikální vlastnosti. Popisuji zde nastavení uživatelského prostředí a optimalizační nástroj Adjoint Solver v programu ANSYS Fluent. Výsledky pro základní a optimalizované modely jsou uvedeny v tabulkách a grafech.

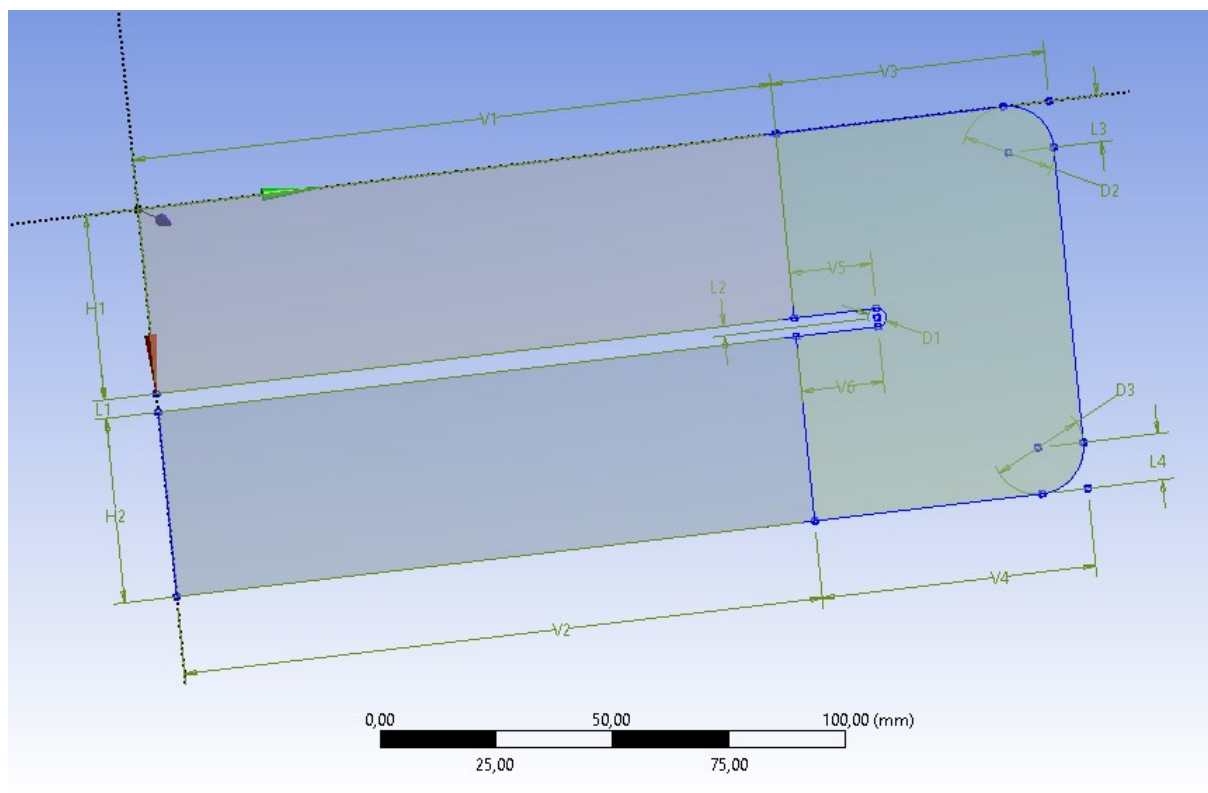
Charakteristika 2D geometrie

Z poskytnuté 3D geometrie od zadavatele (ve formátu CATPart a IGES) jsem odečetl všechny rozměry, abych mohl následně vytvořit novou 2D geometrii v programu ANSYS – Design Modeler. Princip spočíval v nákresu tří náčrtů, které byly následně spojeny do jednoho celku. Důvodem bylo oddělení vstupní a výstupní oblasti od místa, kde dochází k reverzaci proudu vody (vyznačeno zeleně), aby bylo možné posléze definovat rozdílné počty elementů na hranách tělesa.



Obr. 4.1.1 - Rozdělení plochy na 3 části

Vstupní a výstupní hrany označené jako H1 a H2 mají výšku 40 mm. Délky V1 a V2 tvoří 2 obdélníkové oblasti a platí, že $V1 = V2 = 140$ mm. Mezera mezi obdélníky $L1 = 4$ mm. Na obě obdélníkové oblasti navazuje oblast, kde dochází k reverzaci směru proudu. Délka této oblasti je 60 mm a vzdálenost horní od spodní hrany oblasti je 84 mm. V pravé části je oblast zaoblena rádiusem $R = 10$ mm. Ostatní hodnoty, které byly použity při konstrukci, jsou uvedeny v tab. 4.1.1.



Obr. 4.1.2 - Profil části mezichladiče s kótami

H1, H2	V1, V2	V3, V4	V5, V6	L1	L2	L3, L4	D1	D2, D3
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
40	140	60	18	4	2	10	4	20

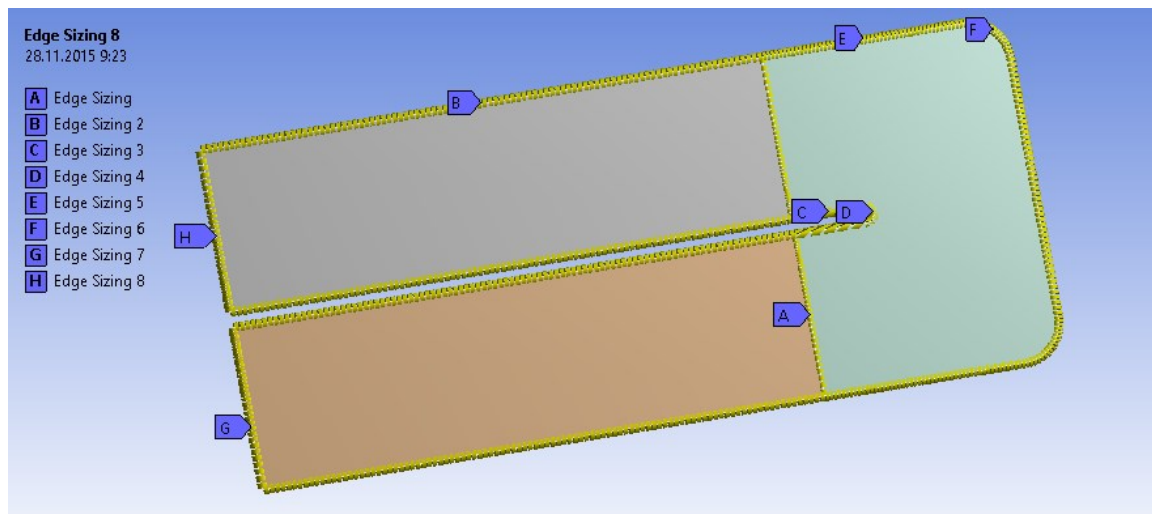
Tab. 4.1.1 - Rozměry tělesa

Tvorba samotné geometrie byla velmi jednoduchá. Nejprve jsem nakreslil 2 obdélníkové profily, kdy každý je jako nový náčrt a na ně navázal oblast, která je na obr. 4.1.1 vyplněna zelenou barvou. Pomocí funkce „Surfaces From Sketches“ jsem vytvořil tři oblasti, aby bylo možné definovat podmínky pro vytvoření sítě (zejména oblast, která bude modifikována). V kolonce „Operation“ jsem využil možnost „Add Frozen“, aby nedošlo ke spojení jednotlivých částí do jednoho modelu, tím umožním při vytváření sítě definovat přesný počet elementů na hranách modelu. Jelikož nastavuji úlohu jako 2D, ponechám tloušťku profilu na 0 mm. Nakonec jsem sloučil všechny části 2D modelu do jednoho celku, pomocí funkce „Form New Part“.

Tvorba výpočetní sítě

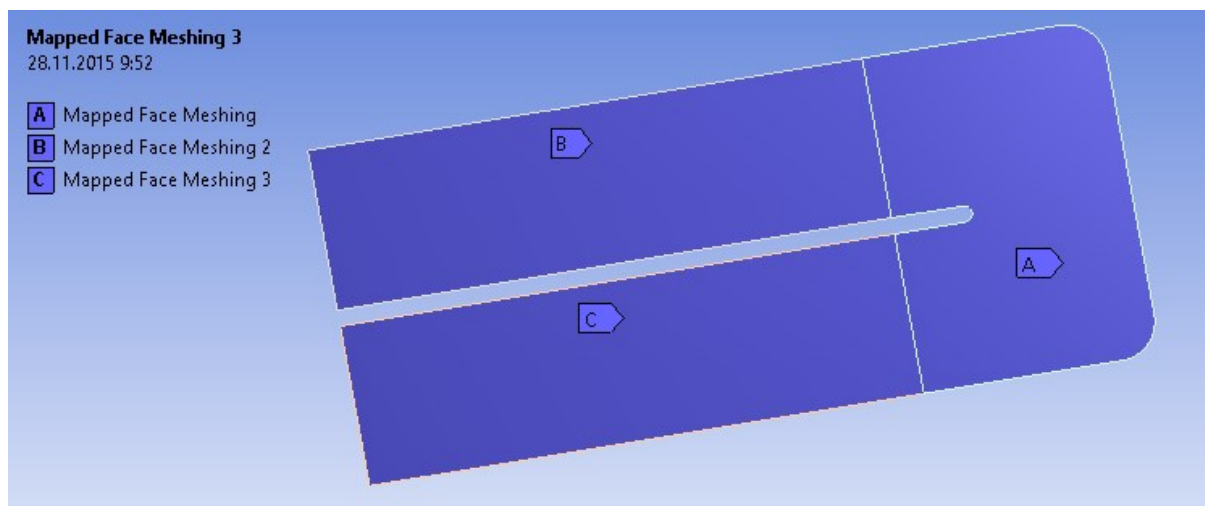
K vytvoření sítě jsem využil program ANSYS Meshing, který je součástí ANSYS – Workbench 15.0. Nejprve jsem definoval „Sizing“, kdy na každou hranu jsem přiřadil daný počet elementů tak, aby ve výsledku model obsahoval okolo 15 000 elementů pro jemnou síť a počet elementů pro hrubou síť byl podstatně menší. Ve výsledku obsahuje jemná síť 15 360 elementů a hrubá síť 9 060 elementů. Jak v hrubé, tak i v jemné síti jsem se snažil

zachovat podobný postup tvorby sítě. Varianty se liší v nastavení počtu sekcí „Number of Divisons“ pro jednotlivé hrany 2D modelu a v růstovém faktoru definujícím zhuštění. V hrubé síti jsem nevyužil zhuštění buněk, abych ověřil, zda bude velký rozdíl při výpočtech obou variant. Vstupní a výstupní obdélníková oblast je tedy v hrubé síti tvořena pravidelnými čtyřúhelníky, naopak v jemné síti se na vnějších okrajích tělesa nacházejí velké obdélníkové buňky a směrem ke středu tělesa dochází k jejich zmenšování. Síť v oblasti, kde bude využito optimalizace tvaru je pro oba 2D modely dostatečně zhuštěna.



Obr. 4.1.3 - Rozvržení "Edge Sizing"

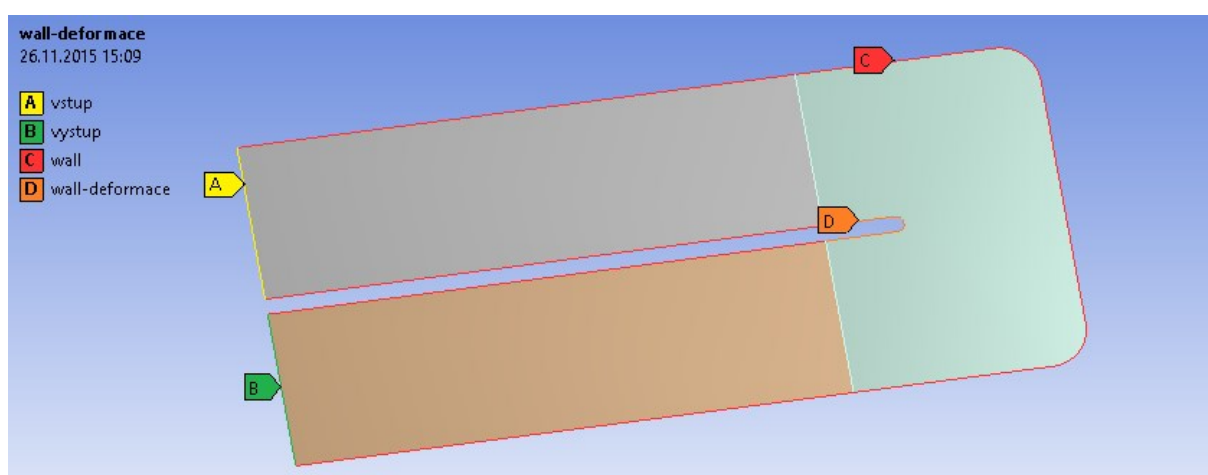
V dalším kroku jsem definoval „Mapped Face Meshing“, který byl vložen 3x. Pokaždé byla vybrána jedna z čelních ploch, viz obr. 4.1.4. Tento krok je naprosto totožný pro hrubou i jemnou síť. Funkce definuje pouze tvar elementů na ploše.



Obr. 4.1.4 - Rozvržení "Mapped Face Meshing"

Definování okrajových podmínek a fyzikálních vlastností

Po vygenerování sítě je nutné definovat okrajové podmínky. Pojmenování se provádí označením hrany příkazem „Create named selection“. Postupně jsem pojmenoval jednotlivé položky, viz obr. 4.1.5. Nejprve se definují okrajové podmínky na jednotlivých hranicích oblasti, těmito oblastmi jsou při řešení 2D úlohy hrany modelu. Na vstupu mezichladiče „A“ je pro vodu definována okrajová podmínka ve formě vstupní rychlosti „Velocity Inlet“, kterou jsem vyjádřil ze zadaného hmotnostního průtoku. Na výstupu „B“ je definován nulový přetlak „Pressure Outlet“. Ostatní stěny tělesa jsou definovány jako pevné stěny. Na obr. 4.1.5 je znázorněno označení jednotlivých okrajových podmínek. Pod označením „D“ je oblast, která se bude při tvarové optimalizaci deformovat. Pod označením „C“ jsou vybrány všechny hrany tělesa, které nebudou ovlivněny deformací.



Obr. 4.1.5 - Okrajové podmínky 2D tělesa

V tabulce 4.1.2 jsou fyzikální vlastnosti zadané zadavatelem.

Materiál	Voda	
Teplota T	80	[°C]
Měrná hmotnost ρ	971,79	[kg.m ⁻³]
Kinematická viskozita ν	3,55.10 ⁻⁴	[m ² .s ⁻¹]
Dynamická viskozita μ	3,65.10 ⁻⁷	[Pa.s]

Tab. 4.1.2 - Fyzikální vlastnosti vody při teplotě 80°C

Výpočet rychlosti z hmotnostního průtoku:

Ze zadaných hmotnostních průtoků provedu přepočet na rychlosti, aby bylo možné definovat okrajovou podmínku – vstupní rychlost.

$$Q_m = S \cdot \rho \cdot v = konst. [kg \cdot s^{-1}] \quad (4.1.1)$$

$$Q_m = \rho \cdot Q_v = \rho \cdot S \cdot v \Rightarrow v = \frac{Q_m}{\rho \cdot S} = \frac{0,01}{971,79 \cdot 5,2 \cdot 10^{-5}} = 0,1979 [m \cdot s^{-1}] \quad (4.1.2)$$

$$S = d \cdot h = 0,04 \cdot 0,0013 = 5,2 \cdot 10^{-5} [m^2]$$

- d – vstupní a výstupní rozměr [m]
- h – výška oblasti [m]
- Q_m – hmotnostní průtok [$kg \cdot s^{-1}$]
- S – plocha vstupního a výstupního průřezu [m^2]

Qm	v
[kg.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]
0,01	0,1979
0,02	0,3958
0,03	0,5937

Tab. 4.1.3 - Výpočet vstupní rychlosti

Výpočet hydraulického průměru

Hydraulický průměr je charakteristický rozměr průtočného průřezu. Hydraulický průměr „ d_h “ je definován poměrem čtyřnásobku vnitřního průřezu daného profilu potrubí „S“ a jeho omočeného obvodu „o“.

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{o} = \frac{4 \cdot (0,04 \cdot 0,0013)}{(0,04 + 0,0013) \cdot 2} = 0,002518 m = 2,518 \cdot 10^{-3} m \quad (4.1.3)$$

Nastavení matematického modelu v prostředí ANSYS Fluent

V následujících odstavcích se budu věnovat popisu a nastavení ANSYS Fluentu. V programu jsem pomocí importu načel již vytvořenou geometrii včetně sítě. Poté jsem přešel k volbě proudícího média, okrajových podmínek, výpočetního modelu apod. Proudícím médiem je voda o teplotě $T = 80^\circ C$. Využil jsem interní databáze k importování vody, změnil jsem její hodnotu hustoty na $\rho = 971,79 [kg \cdot m^{-3}]$ a dynamickou viskozitu na $\eta = 3,55 \cdot 10^{-6} [Pa \cdot s]$.

Dalším krokem je nadefinování okrajových podmínek v nabídce „Boundary Condition“. Pro tuto úlohu jsou zásadní podmínky typu velocity inlet, pressure outlet a wall. V položce vstup jsem zvolil intenzitu turbulence I , hydraulický průměr d_h a velikost vstupní rychlosti v , která byla přepočtena ze zadaného hmotnostního průtoku Q_m . Pro výstup jsem definoval pouze intenzitu turbulence a hydraulický průměr. Jedná se o nulový přetlak, takže jsem ponechal výchozí (nulové) nastavení tlaku (výtok do ovzduší).

Typy okrajových podmínek

- | | | |
|-------------------|---|--------------------------------------|
| ➤ vstup | → | velocity inlet (rychlostní podmínka) |
| ➤ výstup | → | pressure outlet (tlakový výstup) |
| ➤ wall | → | wall (stěna) |
| ➤ wall deformace | → | wall (stěna) |
| ➤ interior p.s.b. | → | interior (vnitřní oblast) |

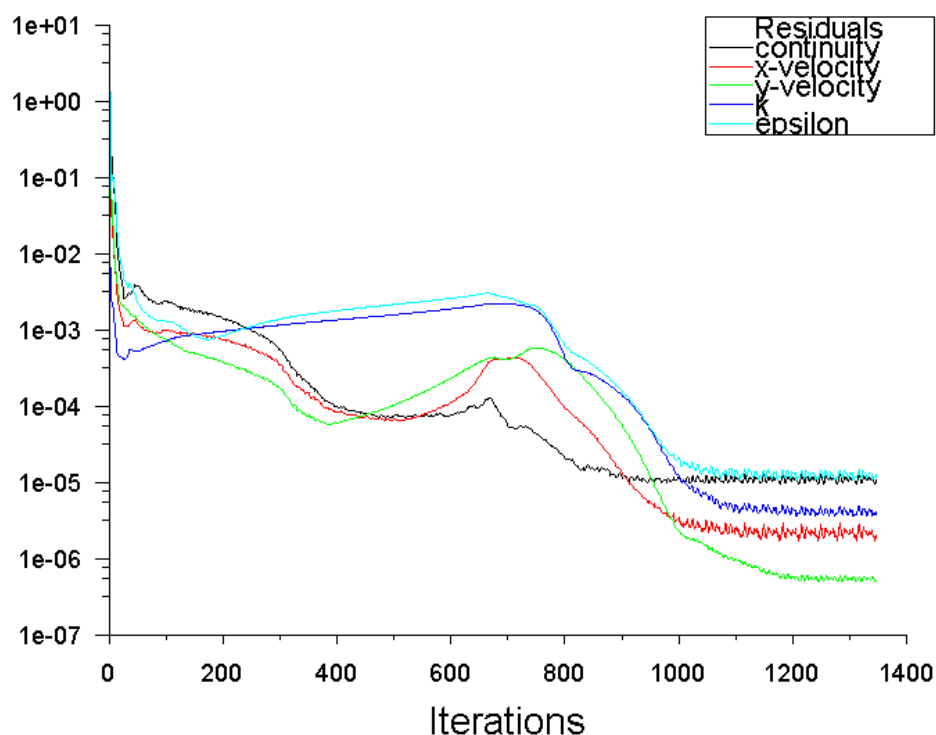
Definice matematického modelu

Vzhledem k tomu, že nelze s určitostí posoudit Reynoldsovo kritické číslo a s tím korespondující charakter proudění (laminární / turbulentní). Proto jsem prováděl výpočty, pro zadané rychlosti v_1 , v_2 , v_3 , na následujících matematických modelech:

- laminární model
- k - ε Standard
- k - ε RNG
- k - ε Realizable
- k - ω Standard
- k - ω RNG

Spuštění výpočtu

Před spuštěním výpočtu je nutné provést výběr standardní inicializace pomocí okrajové podmínky - vstup. Po provedení inicializace přejdu na spuštění výpočtu. Nastavím počet iterací na 10000 a spustím výpočet. Vzhledem k nastavené vysoké přesnosti výpočtu (přesnost $1 \cdot 10^{-7}$) probíhá výpočet velmi dlouho, proto je důležité sledovat průběh reziduálů a pokud dojde k jejich ustálení, může být výpočet ukončen. K ustálení reziduálů pro model k - ε Standard při vstupní rychlosti v_1 došlo po cca 1200 iteracích, viz obr. 4.1.6. Průběhy reziduálů pro turbulentní modely k - ε i k - ω měly velmi podobný charakter.



Obr. 4.1.6 – Průběh reziduálů při řešení 2D úlohy (model $k-\epsilon$ Standard)

Výsledky výpočtů základního modelu

Z vypočtených výsledků jsem vyhodnocoval střední rychlost, statický a totální tlak na výstupu. Výpočty byly provedeny pro vstupní rychlosti v_1 , v_2 , a v_3 . Pro 5 turbulentních a laminární matematický model. V tabulkách 4.1.4 až 4.1.9 (viz. příloha A) jsou vypsány výsledky středních rychlostí na vstupu, na výstupu z modelu, rozdíly Δp pro statické a totální tlaky s ohledem na použitou výpočetní síť. Varianta s hrubší sítí, kde je méně elementů, vykazovala ve většině případů menší tlakový rozdíl, než tomu bylo u jemnější sítě. Důvodem této odchylky je kvalita výpočetní sítě. Každý výpočet prováděný pro různé matematické modely má odlišné výsledky, viz graf 4.1.1. Mezi modely Laminar a $k-\epsilon$ Standard (u jemné výpočetní sítě, kterou považuji za přesnější) je rozdíl 26,5 Pa, což dělá přibližně 39%. Tento rozdíl byl nejvyšší pouze u vstupní rychlosti v_1 , u rychlostí v_2 a v_3 byl rozdíl přibližně 33%. Porovnání-li hodnoty z jiného pohledu než je porovnávání změn u jemné a hrubé sítě, mohu konstatovat, že nejvyšší hodnoty Δp_{TOT} vykazovaly modely $k-\epsilon$ Realizable, $k-\omega$ Standard a Laminar. Nejvyšší hodnoty tlaku vykazovaly při proudění vody o vstupní rychlosti v_1 i v_2 . Naopak při výpočtech vstupní rychlosti v_3 bylo patrné, že laminární model vykázal velmi nízké hodnoty tlakového spádu. Je to proto, že se dostáváme do oblasti vyšších Reynoldsových čísel.

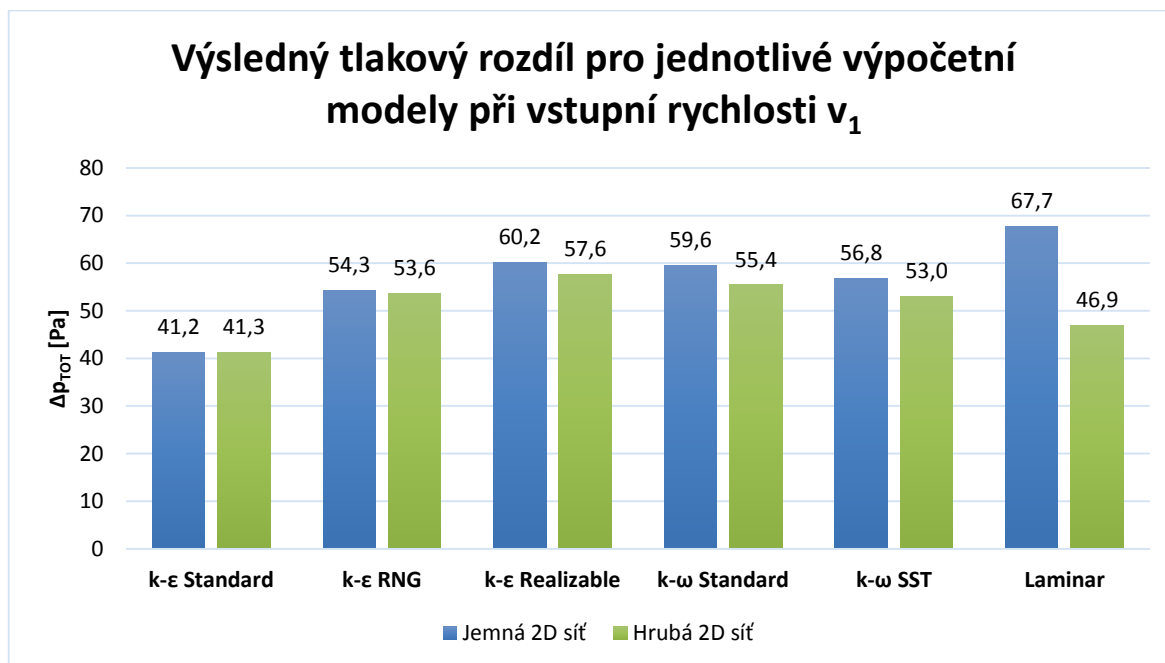
v_1	$v_{STR-inlet}$	$v_{STR-outlet}$	Δp_{STAT}	$p_{TOT-inlet}$	$p_{TOT-outlet}$	Δp_{TOT}
modely	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
<i>k-ε</i> Standard	0,1979	0,1980	42,235	61,258	19,939	41,319
<i>k-ε</i> RNG	0,1979	0,2036	65,611	84,657	31,026	53,631
<i>k-ε</i> Realizable	0,1979	0,2129	73,526	92,674	35,058	57,616
<i>k-ω</i> Standard	0,1979	0,2062	68,633	87,699	32,268	55,431
<i>k-ω</i> SST	0,1979	0,2000	63,682	82,704	29,686	53,018
Laminar	0,1979	0,2331	63,000	82,086	35,158	46,928

Tab. 4.1.4 - Výsledky statického a totálního tlaku pro vstupní rychlosti v_1 (hrubá síť)

v_1	$v_{STR-inlet}$	$v_{STR-outlet}$	Δp_{STAT}	$p_{TOT-inlet}$	$p_{TOT-outlet}$	Δp_{TOT}
modely	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
<i>k-ε</i> Standard	0,1979	0,1980	41,906	60,930	19,711	41,220
<i>k-ε</i> RNG	0,1979	0,2003	64,905	83,925	29,617	54,307
<i>k-ε</i> Realizable	0,1979	0,2131	76,591	95,484	35,261	60,223
<i>k-ω</i> Standard	0,1979	0,2063	73,564	92,540	32,961	59,579
<i>k-ω</i> SST	0,1979	0,2002	67,596	86,614	29,816	56,798
Laminar	0,1979	0,2761	93,778	110,162	42,483	67,679

Tab. 4.1.5 - Výsledky statického a totálního tlaku pro vstupní rychlosti v_1 (jemná síť)

Výsledky statického a totálního tlaku týkající se rychlostí v_2 a v_3 jsou uvedeny v tabulkách v příloze A.



Graf 4.1.1 – Grafické znázornění rozdílu totálního tlaku mezi vstupem a výstupem u jednotlivých modelů (pro v_1)

Grafy pro rychlosti v_1 a v_2 jsou součástí přílohy C.

4.2 Aplikace matematického modelování na 2D model včetně adjungovaného řešiče

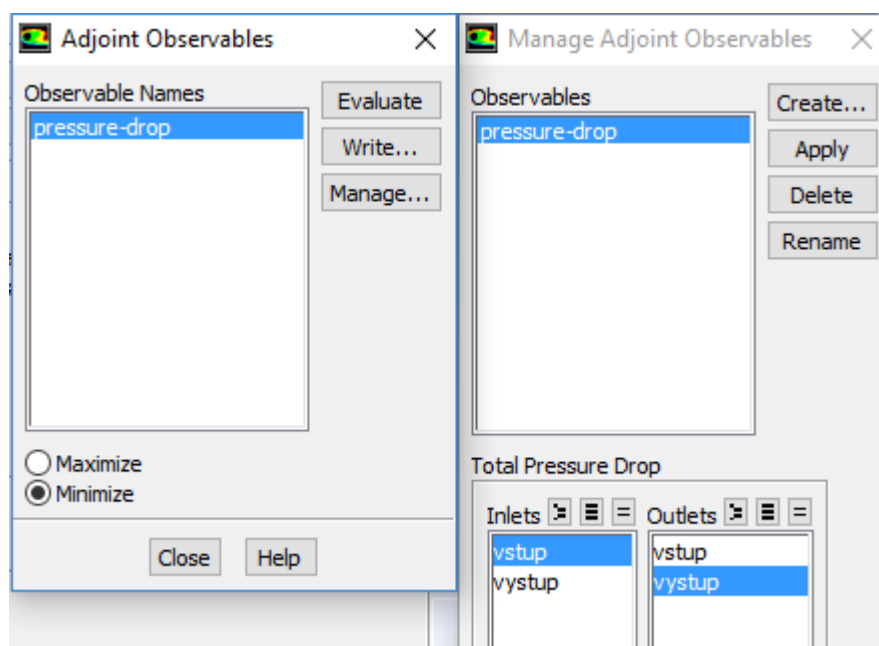
Ke spuštění Adjoint Solveru je nutné mít otevřený soubor, na kterém bude probíhat tvarová optimalizace. Především musí být předchozí výpočet (tj. výpočet, na kterém ještě neproběhla optimalizace) ukončený s ustálenými reziduály. Příkaz „Adjoint“, kterým spouštíme dílčí optimalizační okna, se musí vyvolat pomocí příkazového řádku příkazem `define/models/addon/6`.

Při rozbalení nabídky pod tlačítkem Adjoint se zobrazí tyto možnosti nastavení:

- Observable (sledované veličiny)
- Methods (metody adjungovaných řešení)
- Controls (ovládací prvky adjungovaného řešení)
- Monitors (kontrola adjungovaných reziduálů)
- Run Calculation (spuštění adjungovaného výpočtu)
- Reporting (výkaz či zpráva)
- Control-Volume Morphing (definování oblasti modifikace)

Observable (sledované veličiny)

Prvním nastavením je volba sledovaných veličin, podle kterých bude řešič v dalších krocích modifikovat síť. Je na výběr ze dvou možností, a to minimalizace anebo maximalizace dané fyzikální veličiny. V mém případě bylo za úkol zjistit minimalizaci tlakové ztráty mezi vstupem a výstupem, viz obr. 4.2.1.



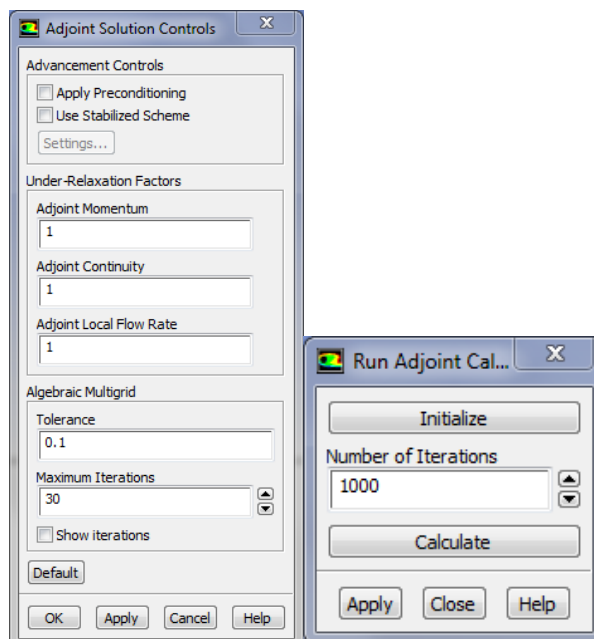
Obr. 4.2.1- Nastavení Adjoint Observables

Methods (metody adjungovaných řešení)

Jedná se o pozovávání režimů použitých pro proudění a pro Adjoint Solver. Kliknutím na „Best Match“ lze získat nejvhodnější schéma řešení, které zabezpečí nejpřesnější výsledky. Pokud nelze shodu nalézt, zůstanou hodnoty ve výchozím stavu. V tomto dialogovém okně jsem nechal vždy výchozí hodnoty.

Controls (ovládací prvky adjungovaného řešení)

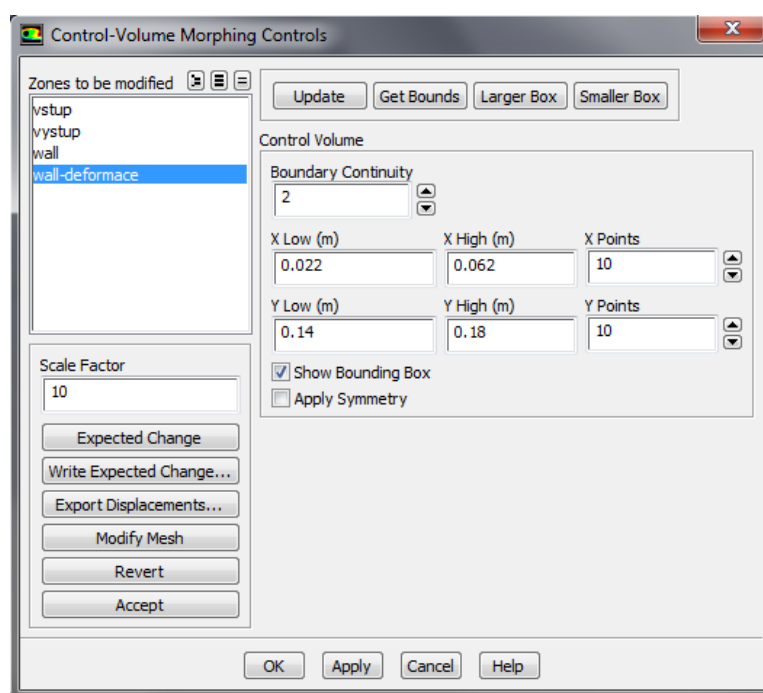
Před spuštěním adjungovaného výpočtu je nutné nastavit rozšířené ovládací prvky jako např. zapnutí stabilizačních schémat v případě nestabilního charakteru adjungovaného řešiče. Dále nastavit relaxační faktory apod. (viz obr. 4.2.2). Po nastavení můžeme definovat počet iterací na 1000. Provedeme inicializaci a spustíme výpočet. Po zkonvergování reziduálů přejdeme do „Control-Volume Morphing“.



Obr. 4.2.2 - Nastavení Adjoint Solution Controls

Control-Volume Morphing (definování modifikace)

Okno je rozděleno na 3 části. V první části se označí všechny zóny, na kterých bude probíhat tvarová změna. K definici oblasti modifikace slouží pravá část okna. Tlačítkem „Get Bounds“ získáme maximální rozměry označených oblastí. V kolonkách je lze přepsat na požadované hodnoty. Tlačítko „Update“ tyto hodnoty aktualizujeme a v záložce General => Display (Mesh) můžeme vidět, v jaké oblasti tělesa bude probíhat modifikace sítě.



Obr. 4.2.3 – Control-Volume Morphing

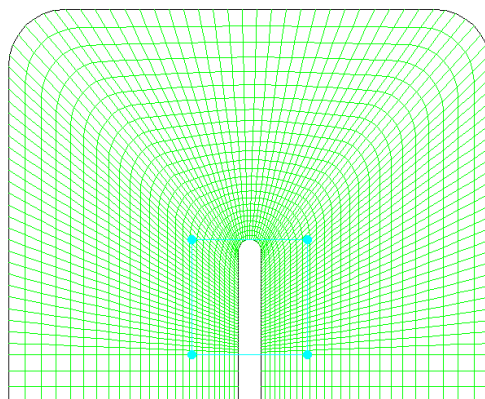
Scale factor je měřítko násobku optimalizace. Ve všech optimalizacích jsem vycházel z měřítka 10. Pod měřítkem najdeme předpokládanou změnu před výpočtem. V případě, že má dojít k poklesu tlaku (předpokládaná změna musí být záporné číslo) modifikujeme síť tlačítkem „Accept“. V záložce Run Calculation spustíme výpočet nové sítě tlačítkem „Calculate“.

Po skončení výpočtu (dojde-li k ustálení reziduálů), uložíme soubor Fluentu (abychom se mohli případně vracet k jednotlivým krokům optimalizace) a spustíme opět Adjoint výpočet. Takto postupujeme dokud budou reziduály nadále konvergovat, jak při výpočtu adjungovaného řešení, tak i při samotném výpočtu nové modifikované sítě.

4.3 Aplikace Adjoint Solver na turbulentní modely pro

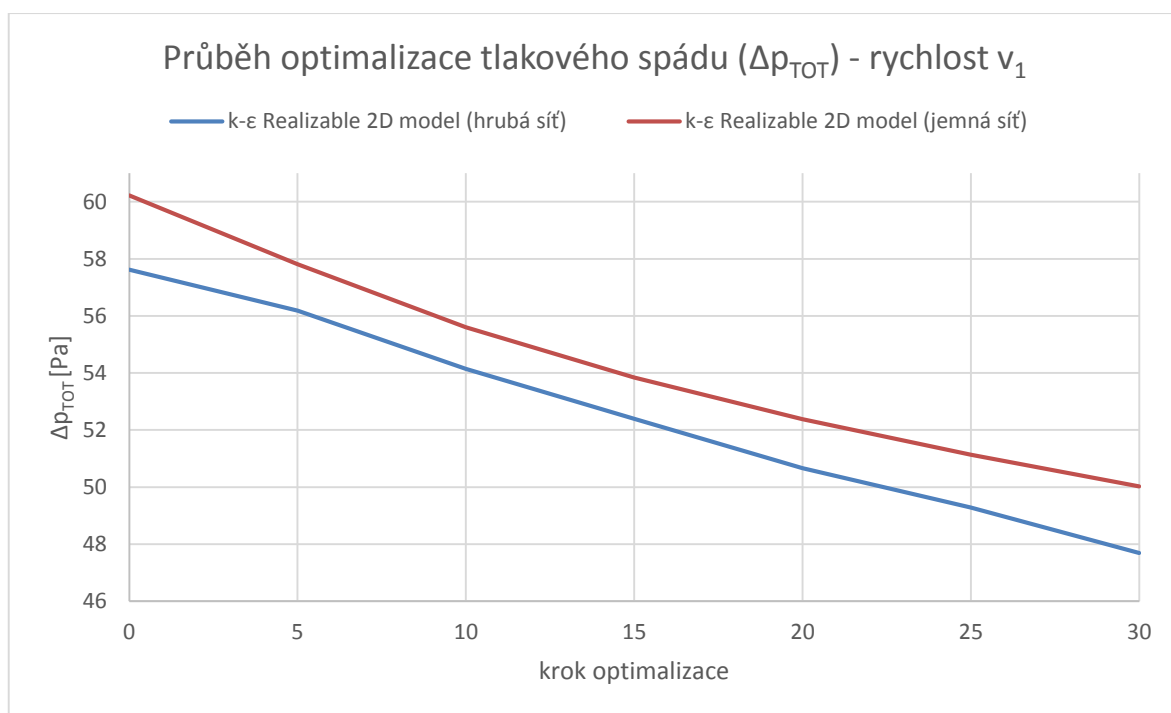
v_1, v_2, v_3

Obsahem zadání bylo provést optimalizaci v oblasti 20 x 20 mm. Vybraná oblast je znázorněna na obr. 4.3.1. Optimalizace probíhala na 2 typech sítě (jemné a hrubé). K výpočtům jsem využil turbulentního modelu *k-ε* Realizable. Výpočty jsem provedl pro vstupní rychlosti v_1, v_2 a v_3 .



Obr. 4.3.1 - Prvotní oblast 2D optimalizace

Výsledky optimalizace jsou zaznamenány v tabulkách a grafech. Vyhodnocoval jsem tlakový spád (Δp_{TOT}) pomocí totálních tlaků na vstupu a výstupu.



Graf 4.3.1 - Závislost tlakového spádu na krocích optimalizace (rychlost v_1)

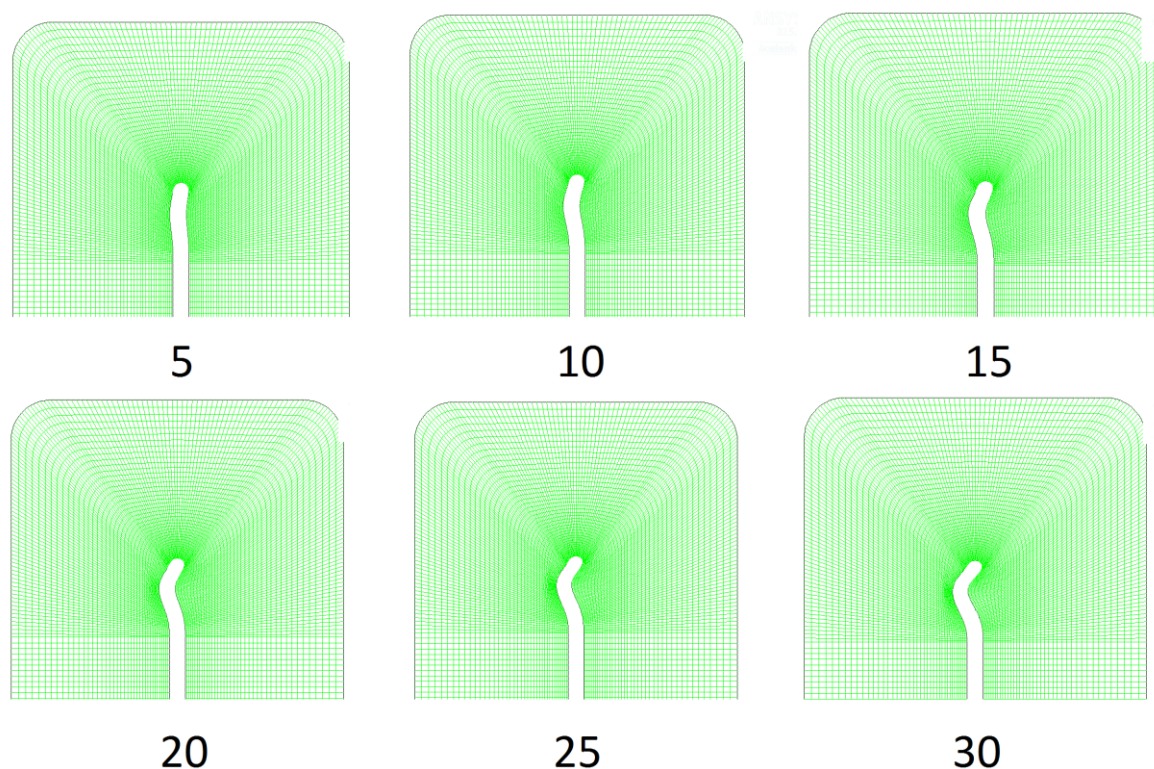
krok opt.	<i>k-ε</i> Realizable 2D model (hrubá síť)	<i>k-ε</i> Realizable 2D model (jemná síť)
	tlak Δp_{TOT} [Pa]	tlak Δp_{TOT} [Pa]
0	57,616	60,223
5	56,188	57,808
10	54,144	55,604
15	52,395	53,839
20	50,668	52,380
25	49,283	51,138
30	47,692	50,019

Tab. 4.3.1 – Výsledky prvotní 2D optimalizace pro vstupní rychlost v_1

Z grafu 4.3.1 vyplývá, že použití rozdílného zhuštění sítě má vliv na kvalitu výsledků. Hodnoty totálního tlaku během kroků optimalizace klesaly přibližně o 2 Pa po pěti krocích optimalizace. Těchto kroků jsem prováděl 30. Výsledné křivky mají velmi podobný charakter.

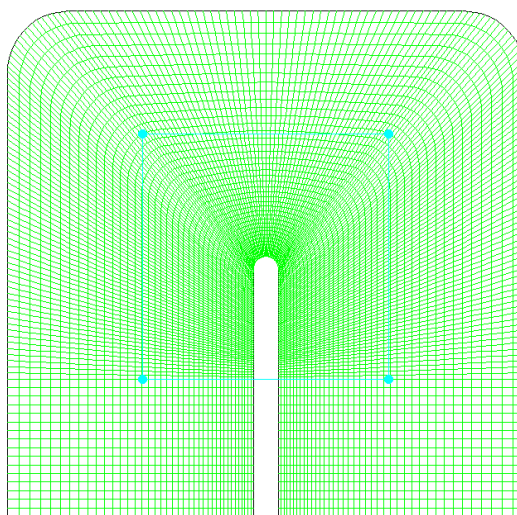
Grafy tlakového spádu v závislosti na krocích optimalizace pro vstupní rychlosti v_2 a v_3 , jsou součástí přílohy D. Tabulky se zaznamenanými daty naleznete na začátku přílohy C.

Grafické výstupy geometrie tělesa po optimalizačních krocích s faktorem měřítka 10 jsou znázorněny na obr. 4.3.2. Při jednotlivých krocích optimalizace není změna příliš viditelná, proto jsem pro názornost vykreslil každou pátou optimalizaci. Jde vidět, že se geometrie snaží tvarovat na levou stranu, avšak nejvyšší bod vytyčené oblasti setrvává ve výchozí poloze.

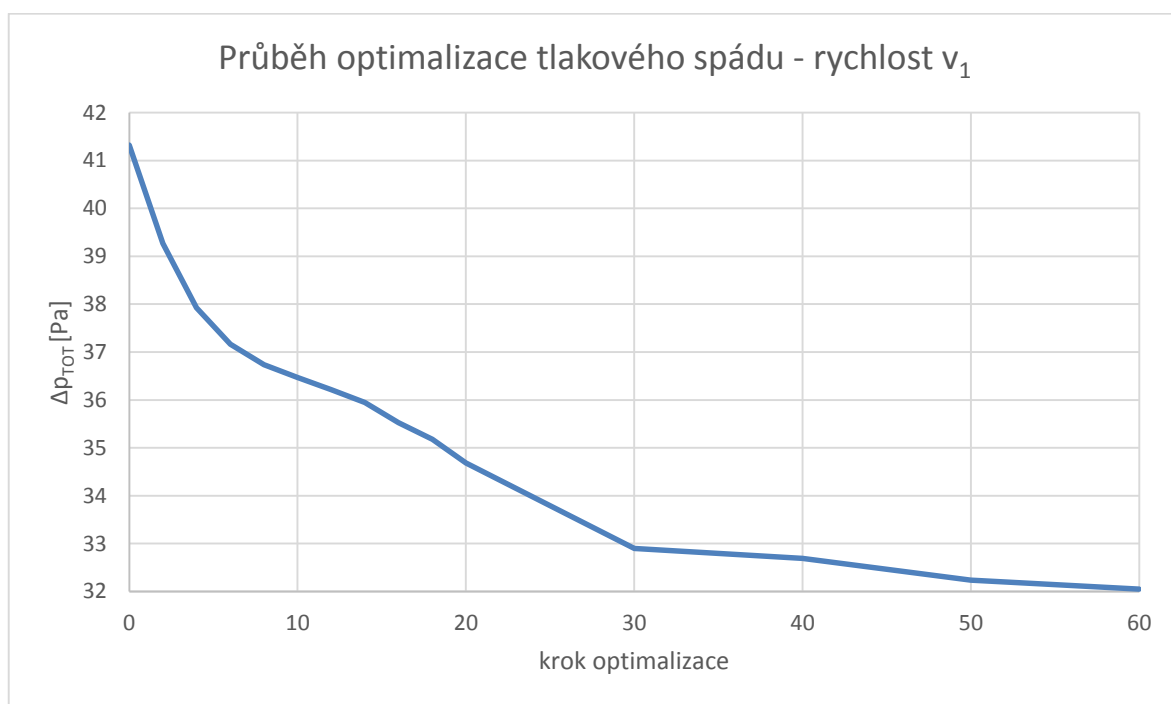


Obr. 4.3.2 - Změna tvaru tělesa po 5 optimalizačních krocích (Scale factor 10)

Vzhledem k tomu, že nejvyšší bod setrval ve výchozí poloze, jsem provedl zvětšení oblasti modifikace z 20 x 20 mm na 40 x 40 mm, čili o dvojnásobek (viz obr. 4.3.3). Opět jsem využil turbulentní model $k-\epsilon$ Standard a provedl agjugovanou optimalizaci až do kroku 60. Z grafu 4.3.4 vyplývá, že optimalizace tlakového spádu byla neúčinnější do 30. kroku, kde došlo ke snížení tlakového spádu o více než 8 Pa. Dále optimalizace postrádá smysl. U hodnot totálního tlaku došlo k mírnému poklesu, ale zato změna geometrie byla velmi markantní a její tvar jen těžko vyrobitelný (viz obr. 4.3.4 a 4.3.5).



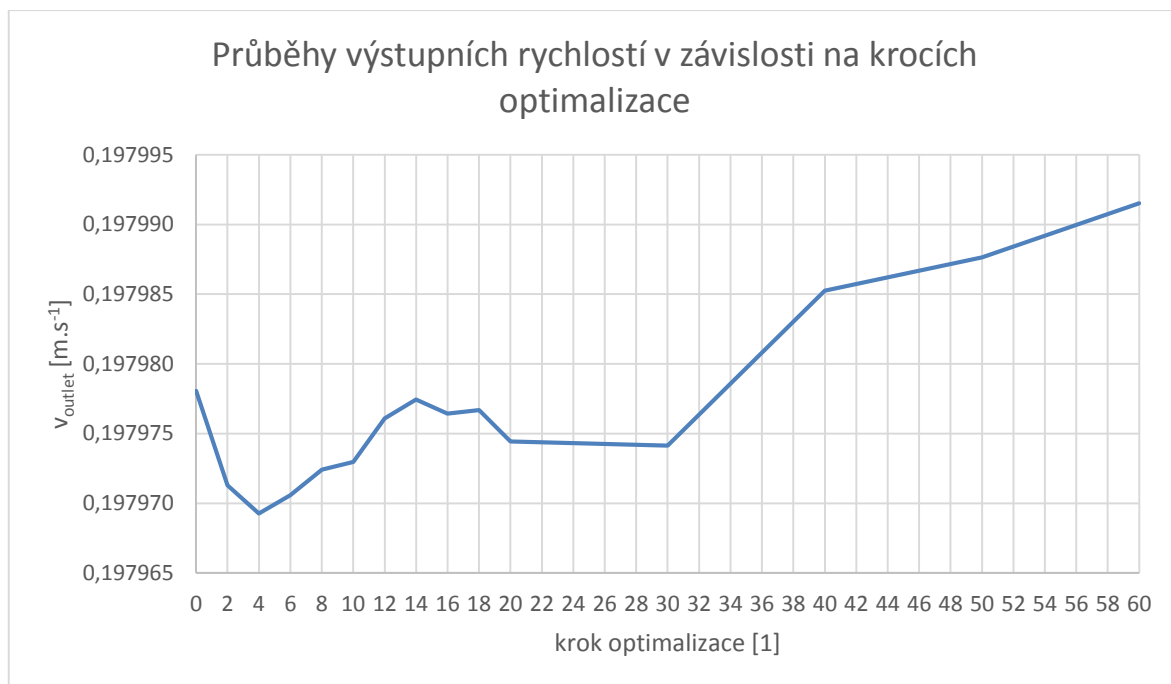
Obr. 4.3.3 - Optimalizace pro zvětšenou oblast 40 x 40 mm



Graf 4.3.4 - Závislost rozdílu totálního tlaku na krocích optimalizace

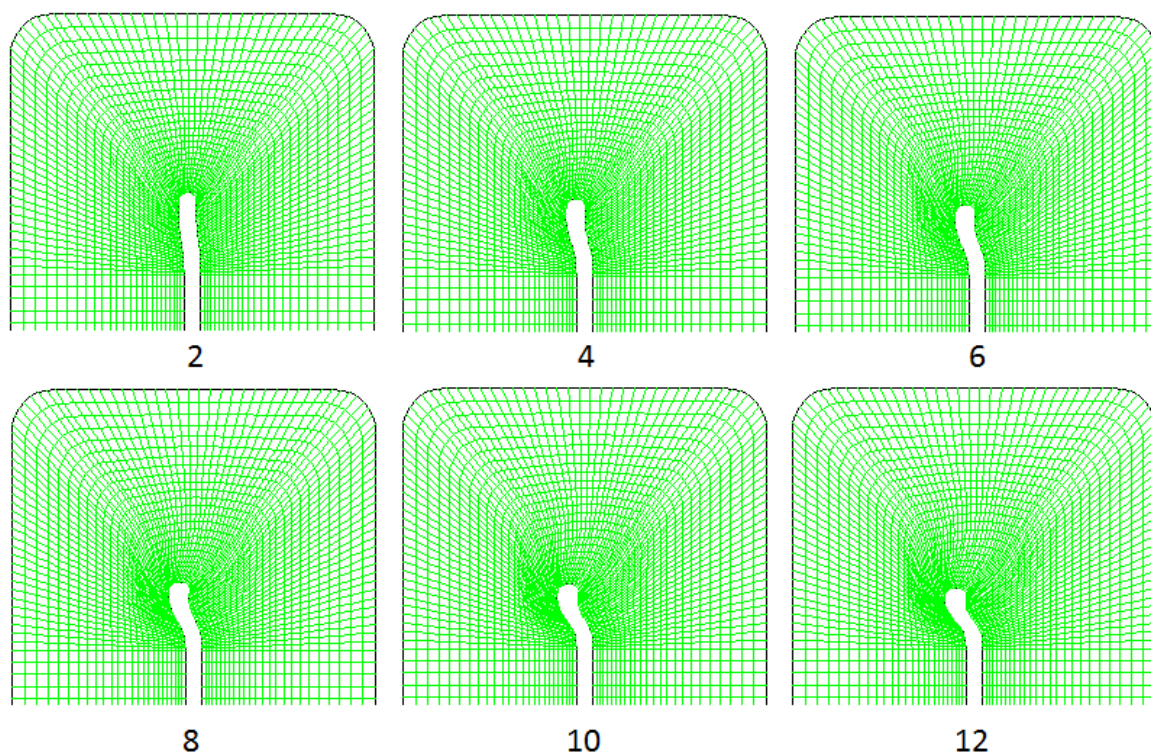
krok opt.	<i>k-ε</i> Standard 2D model	krok opt.	<i>k-ε</i> Standard 2D model
	tlak Δp_{TOT} [Pa]		tlak Δp_{TOT} [Pa]
0	41,3190	16	35,5243
2	39,2700	18	35,1799
4	37,9274	20	34,6848
6	37,1608	30	32,8979
8	36,7385	40	32,6910
10	36,4703	50	32,2386
12	36,2155	60	32,0507
14	35,9440		

Tab. 4.3.4 - Pokles totálního tlaku při optimalizačních krocích

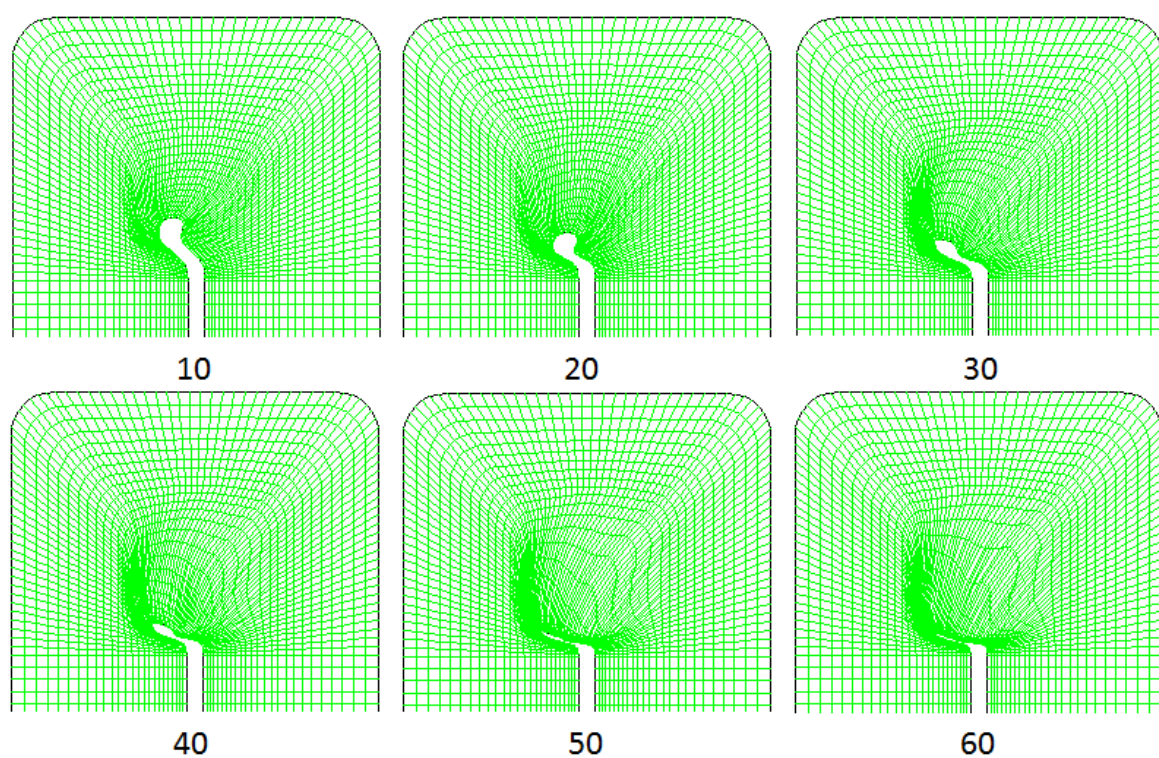


Graf 4.3.5 – Střední hodnota výstupní rychlosti v závislosti na deformaci sítě

Dle vypočtených hodnot střední rychlosti, které jsou vyneseny v grafu č. 4.3.5, můžeme konstatovat, že při prvotních optimalizačních krocích docházelo k mírnému poklesu rychlosti na výstupu z tělesa. Okolo hodnoty kroku optimalizace 12 až 16 výpočty vykazovaly lokální maximum, poté došlo opět k mírnému poklesu. Po třicáté optimalizaci má křivka opět stoupající charakter. Z časových důvodů jsem prováděl optimalizaci s malým měřítkem (Scale factor) pouze do kroku 20. Dále jsem použil měřítko 100, abych zjistil jaký tvar a parametry bude mít těleso při konečné optimalizaci. Po šedesátém kroku optimalizace přestaly reziduály konvergovat a docházelo k borcení geometrie. Na následujících obrázcích je porovnání postupné modifikace geometrie tělesa. V prvním případě, obr. 4.3.4, zobrazuje změnu při zvoleném měřítku 20. Následující obr. 4.3.5 zobrazuje rychlou změnu geometrie při zvoleném měřítku 100. Vnitřní stěny (resp. hrany), mají tendenci klesat na levou stranu tělesa. Adjoint Solver se při každé optimalizaci snaží docílit snížení tlaku na výstupu, avšak na úkor kvality výstupní geometrie. Dle výpočtů došlo u šedesáté optimalizace i k nárůstu výstupní rychlosti, avšak výsledný tvar je nepoužitelný.



Obr. 4.3.4 - Grafické výsledky optimalizace (Scale factor 20)

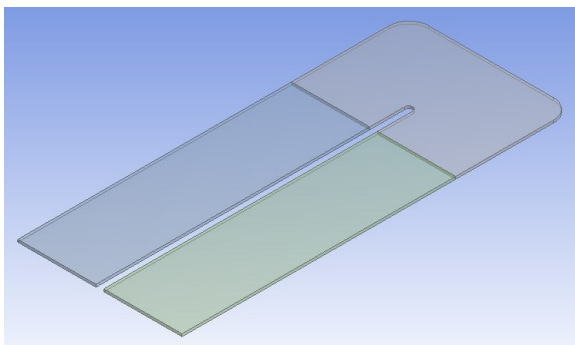


Obr. 4.3.5 - Grafické výsledky optimalizace (Scale factor 100)

4.4 Aplikace matematického modelování na 3D model

Popis tvorby geometrie

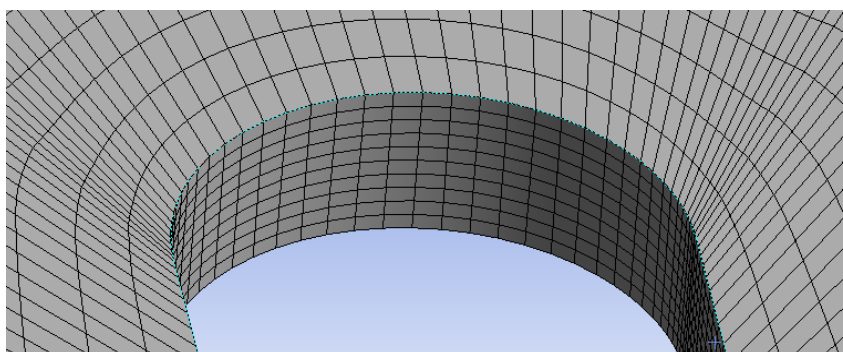
Postup při kreslení 3D geometrie byl obdobný jako v případě 2D úlohy. Po vytvoření 3 náčrtů jsem využil funkce „Extrude“ k vytažení profilu do prostoru. Šířka tohoto tělesa je 1,3 mm. Opět jsem volil možnost „Add Frozen“, nakonec jsem vše sloučil do jednoho celku pomocí funkce „Form New Part“.



Obr. 4.4.1 - 3D geometrie

Tvorba 3D výpočetní sítě

Při návrhu 3D sítě jsem postupoval velmi obdobně jako při 2D variantě. Čelní strana profilu byla vytvořena stejnou metodou jako u 2D varianty s jemnou sítí. Šířka tělesa byla rozdělena na 5 pravidelných vrstev buněk, každá vrstva je vysoká 0,26 mm. Celkový počet elementů v síti je 76 800. Následně jsem po konzultaci došel k názoru, že 5 buněk pro šířku tělesa je nedostačující. Proto jsem vytvořil novou síť, která obsahuje 10 pravidelných vrstev buněk o výšce 0,13 mm. Celkový počet elementů vzrostl na dvojnásobek, tj. 153 600 elementů. Detailní pohled na síť v místě reverzace proudu je na obr. 4.4.2.



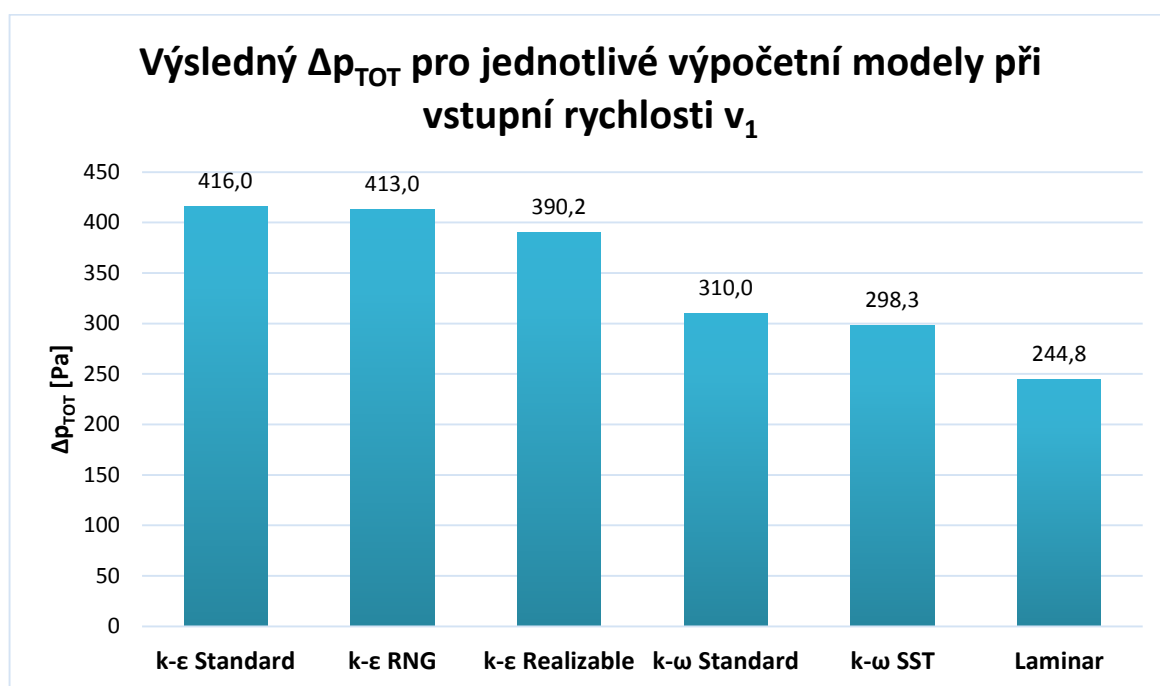
Obr. 4.4.2 - Detailní náhled na 3D síť v oblasti předpokládané deformace

Pro všechny varianty výpočtu popsané v kapitolách 4.4 jsem v uživatelském prostředí ANSYS Fluent definoval proudící látku, fyz. vlastností, okrajové podmínky apod. Nejprve jsem provedl kompletní výpočty základního modelu. Využil jsem 5 turbulentních

a laminární model. Výsledky základního proudového pole jsou uvedené v tab. 4.4.1 až 4.4.3 (viz příloha A). Grafické porovnání totálních tlaků je prezentováno v grafu 4.4.1.

v_1	$v_{STR-inlet}$	$v_{STR-outlet}$	Δp_{STAT}	$p_{TOT-inlet}$	$p_{TOT-outlet}$	Δp_{TOT}
modely	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
<i>k-ε</i> Standard	0,1979	0,1977	418,919	436,736	20,733	416,003
<i>k-ε</i> RNG	0,1979	0,1977	415,991	433,812	20,768	413,043
<i>k-ε</i> Realizable	0,1979	0,1977	393,286	411,099	20,948	390,150
<i>k-ω</i> Standard	0,1979	0,1977	313,840	331,630	21,664	309,965
<i>k-ω</i> SST	0,1979	0,1978	302,289	320,070	21,775	298,295
Laminar	0,1979	0,1978	250,743	268,525	23,765	244,760

Tab. 4.4.1 – Výsledky statického a totálního tlaku při vstupní rychlosti v_1 (3D model)



Graf 4.4.1 – Porovnání rozdílů tlakového spádu pro totální tlaky tlaku pro jednotlivé modely (v_1)

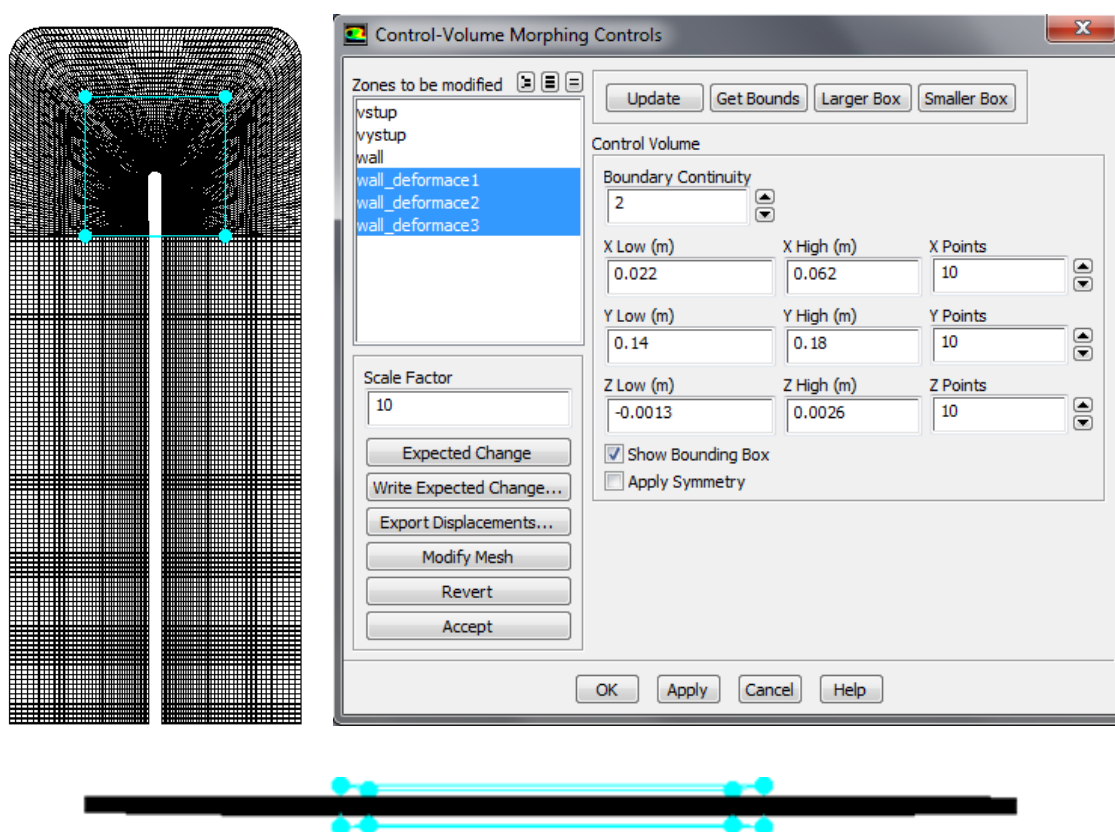
Výsledky pro vstupní rychlosti v_2 a v_3 jsou obsahem příloh A a B.

Z grafu 4.4.1 je patrné, že nejvyšších hodnot Δp_{TOT} dosahují turbulentní modely *k-ε*. Jsou mezi nimi rozdíly necelých 7%. V porovnání s turbulentními modely *k-ω* je již rozdíl tlaku přes 28%. Laminární model dosahuje pouze nadpoloviční hodnoty Δp_{TOT} oproti *k-ε* Standard, přesněji pouze 58,8%. Turbulentní model *k-ε* není příliš vhodný k řešení charakteru proudění v tomto tělese. Jedná se o proudění v těsné blízkosti stěny, a proto by měly turbulentní modely *k-ω* podávat mnohem přesnější výsledky. Mezi *k-ω* Standard a *k-ω* SST je pouze 4% rozdíl. Z výsledků uvedených v příloze je patrné, že pro vyšší vstupní rychlosti dojde k výraznému rozdílu mezi jednotlivými matematickými modely. Při vstupní rychlosti v_2 (vynesené v grafu 4.4.2 v příloze B) se výsledky pro všechny turbulentní

modely téměř vyrovnají a je mezi nimi pouze 12% rozdíl. Laminární model opět vykazuje nejnižší hodnotu totálního tlaku. V grafu 4.4.3 (viz příloha B), jenž vykresluje výsledky pro vstupní rychlost v_3 vykázaly turbulentní modely $k-\omega$ nejvyšší hodnoty Δp_{TOT} . Výsledky ostatních turbulentních modelů $k-\varepsilon$ jsou velmi podobné. Rozdíl hodnot všech turbulentních modelů se pohybuje v rozmezí pouze 7%. Laminární model opět vykazuje nejnižší hodnotu Δp_{TOT} .

4.5 Aplikace adjungovaného řešiče na 3D model

Optimalizace pomocí adjungovaného řešiče byla prováděna s následujícím nastavením:

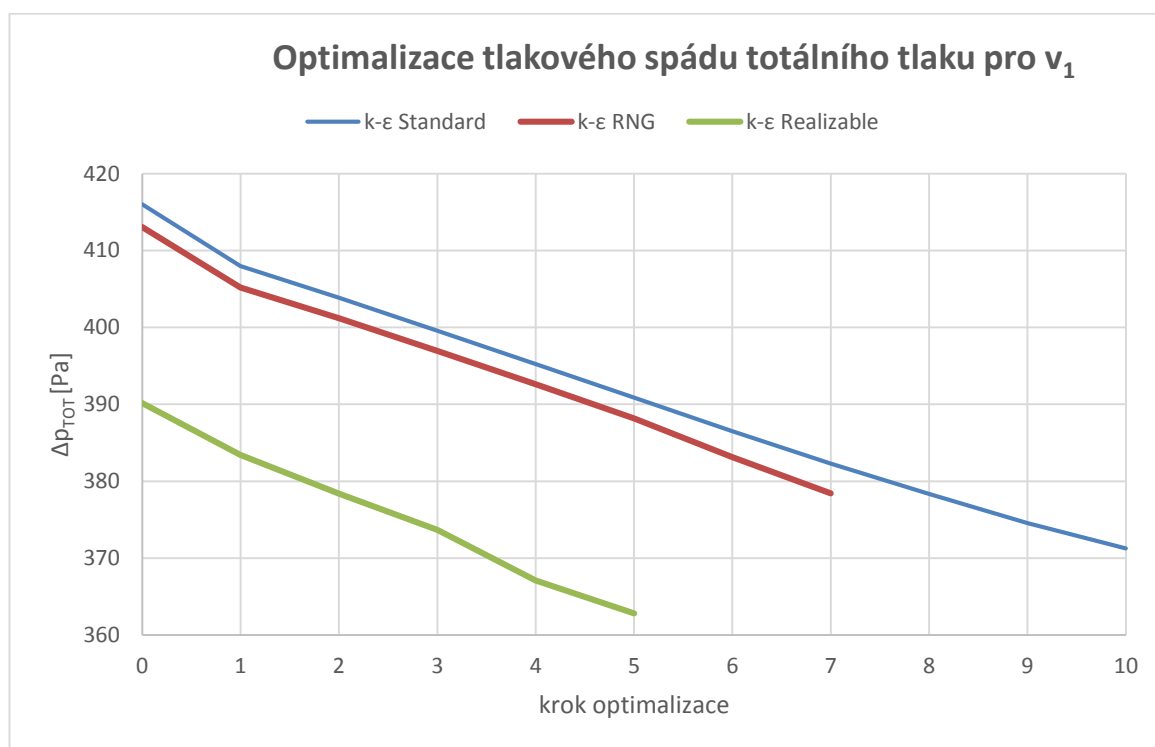


Obr. 4.5.1 - Nastavení 3D optimalizace

Vybral jsem zóny, které se mohou modifikovat (wall_deformace1,2,3). Tzn čelní a spodní strana a společně s ní vnitřní plocha, viz obr. 4.5.1. Použil jsem opět zvětšenou oblast 40 x 40 mm. Podobně jako u 2D varianty jsem první optimalizaci prováděl pro oblast 20 x 20 mm. Výsledky nebyly uspokojivé, proto jsem od tohoto nastavení upustil a věnoval se raději optimalizaci sítě pro zvětšenou oblast.

4.5.1 Výsledky pro vstupní rychlost v_1

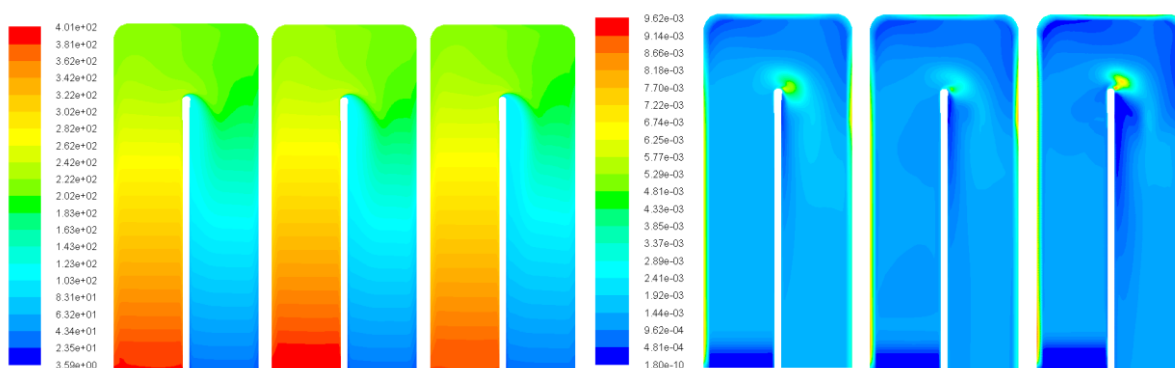
Výpočty pro vstupní rychlost v_1 probíhaly na třech turbulentních modelech. Byly to $k-\varepsilon$ Standard, RNG a Realizable. Použil jsem stejné nastavení Adjoint Solver pro všechny tři varianty. Z grafu 4.5.1 je patrné, že nejvíce kroků optimalizace bylo možné realizovat pro turbulentní model $k-\varepsilon$ Standard. Těchto kroků proběhlo celkem 10. Optimalizace modelu Realizable měla nejkratší průběh. Nejvyšší pokles hodnoty Δp_{TOT} vykazoval turbulentní model $k-\varepsilon$ Standard. Je patrné, že při jednom optimalizačním kroku dojde u všech modelů ke snížení tlaku o cca 4-5 Pa. Rozdíl mezi původní a konečnou hodnotou totálního tlaku (tlakového spádu) činí 44,75 Pa (10,7%). Výpočetní model RNG zajistil pokles o 34,63 Pa (8,4%) a poslední model Realizable snížil tlakový spád o 27,32 Pa (7%). Výsledky pro turbulentní modely $k-\varepsilon$ RNG a Realizable jsou uvedeny v tabulkách 4.5.2, 4.5.3, viz příloha C. Dále jsem prováděl výpočty pro vstupní rychlosti v_2 a v_3 . Výsledky jsou obsahem kapitol 4.5.2 a 4.5.3.



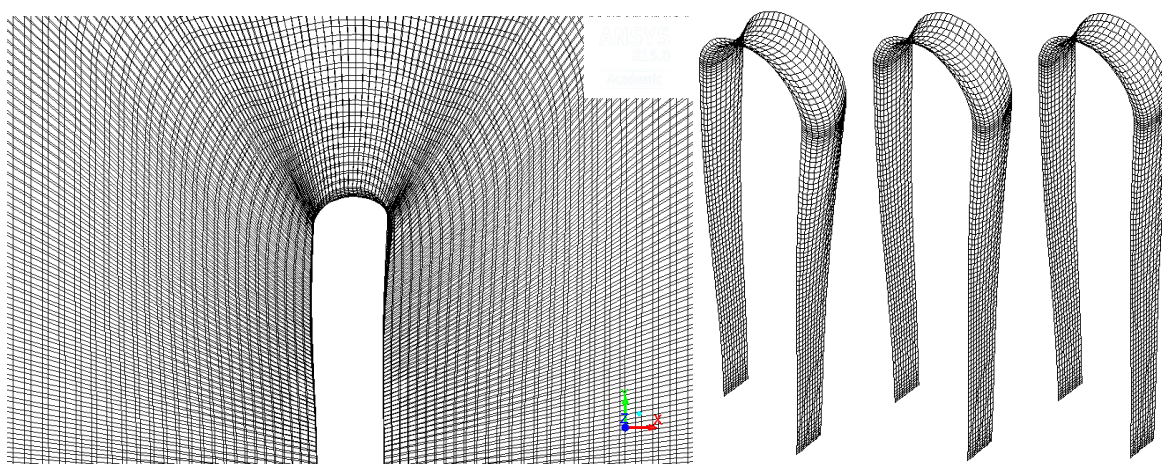
Graf 4.5.1 - Optimalizace totálního tlaku (tlakového spádu) pro rychlost v_1 ($k-\varepsilon$ Standard / RNG / Realizable)

krok opt.	<i>k-ε</i> Standard 3D model	<i>k-ε</i> Standard 3D model		<i>k-ε</i> Standard 3D model
		vstup	výstup	
	tlak Δp_{STAT} [Pa]	tlak total [Pa]	tlak total [Pa]	tlak Δp_{TOT} [Pa]
0	418,919	436,736	20,733	416,003
1	410,892	428,708	20,733	407,976
2	406,794	424,611	20,733	403,878
3	402,482	420,298	20,733	399,565
4	398,150	415,966	20,733	395,233
5	393,791	411,607	20,733	390,874
6	389,419	407,235	20,733	386,503
7	385,224	403,041	20,733	382,308
8	381,268	399,085	20,733	378,352
9	377,484	395,300	20,733	374,568
10	374,166	391,982	20,733	371,249

Tab. 4.5.1 - Výsledky optimalizace pro *k-ε* Standard (v_1)



Obr. 4.5.2 – Průběhy totálního tlaku [Pa] a turbulentní viskozity [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] pro modely *k-ε* Standard / *k-ε* RNG / *k-ε* Realizable



Obr. 4.5.3 - Modifikovaná síť po finálním kroku optimalizace (rychlost v_1)

Dle výsledků zobrazených na obr. 4.5.2 je patrné, že turbulentní model *k-ε* Realizable nedosáhl totálního tlaku 400 Pa jako ostatní dva turbulentní modely. Jeho rozmezí se pohybuje od 3,29 do 385,82 Pa. Nejvyšší totální tlak vykazuje model *k-ε* RNG, jehož

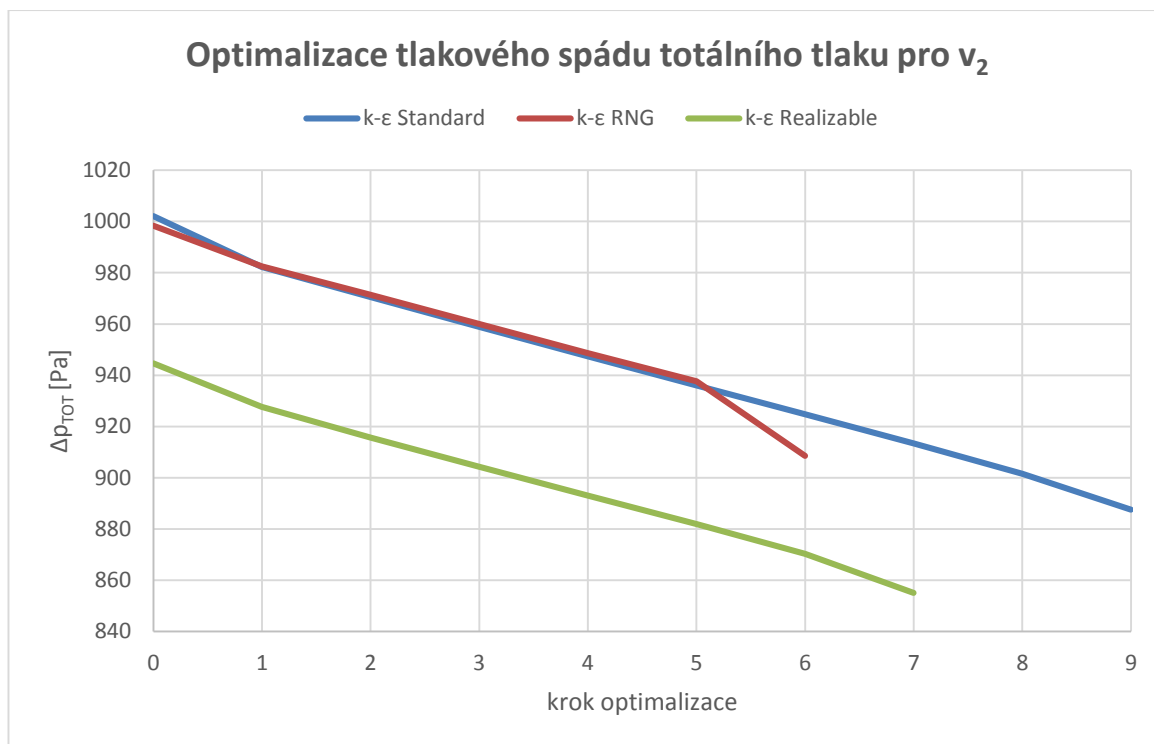
rozmezí se pohybuje mezi 4,76 až 401,27 Pa. Turbulentní viskozita měla největší lokální extrém u modelu Realizable, její hodnota dosáhla až $9,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Z obrázků popisující tvar tělesa (obr. 4.5.3) je zřejmé, že nedošlo k výrazné deformaci sítě. Při čelním pohledu vidíme drobné rozšíření deformační oblasti v okolí reverzace proudu. Více názorné jsou stěny deformace (wall_deformace1), které ukazují nový tvar tělesa. U první sítě zleva (patřící turbulentnímu modelu $k-\varepsilon$ Standard) došlo k roztažení v ose „z“ na hodnotu 1,975 mm z původních 1,3 mm.

Stěna tělesa modelu $k-\varepsilon$ RNG se rozšířila o 1,769 mm a poslední stěna modelu $k-\varepsilon$ Realizable se rozšířila na 1,681 mm. Všechny tyto stěny měly velmi podobný tvar. Roztažení tělesa je nežádoucí jev, ale bylo nutné takto definovat oblast deformace, protože při zadané fixní vzdálenosti 1,3 mm byl výpočet nestabilní a výsledky minimalizace tlakového rozdílu byly prakticky nulové.

4.5.2 Výsledky pro vstupní rychlost v_2

V porovnání se vstupní rychlostí v_1 došlo u v_2 i v_3 k výraznějšímu poklesu totálního tlaku na výstupu, proto opět doplním výsledky o procentuální hodnotu, aby bylo možné výsledky porovnávat. První porovnávaný model $k-\varepsilon$ Standard dosáhl při devátém kroku snížení o 114,5 Pa (11,4%). Opět jde vidět, že pro tento turbulentní model bylo možné provést optimalizaci v nejvíce krocích. Následující model $k-\varepsilon$ RNG vykázal pokles 89,8 Pa (9%). Podle grafu 4.5.2 došlo k nejvýraznějšímu poklesu mezi kroky 5 až 6 a Δp_{TOT} skokově poklesl na hodnotu 908 Pa, což se rovná snížení o téměř 30 Pa (nejedná se o chybu, výpočet jsem opakoval). U všech modelů měla optimalizace pozvolný klesavý průběh, řádově okolo 11 Pa na jeden krok optimalizace. Poslední testovaný model $k-\varepsilon$ Realizable tentokrát nevykázal nejnižší snížení tlaku (oproti své výchozí hodnotě). Hodnota tlaku po optimalizaci poklesla o 89,6 Pa (9,5%).

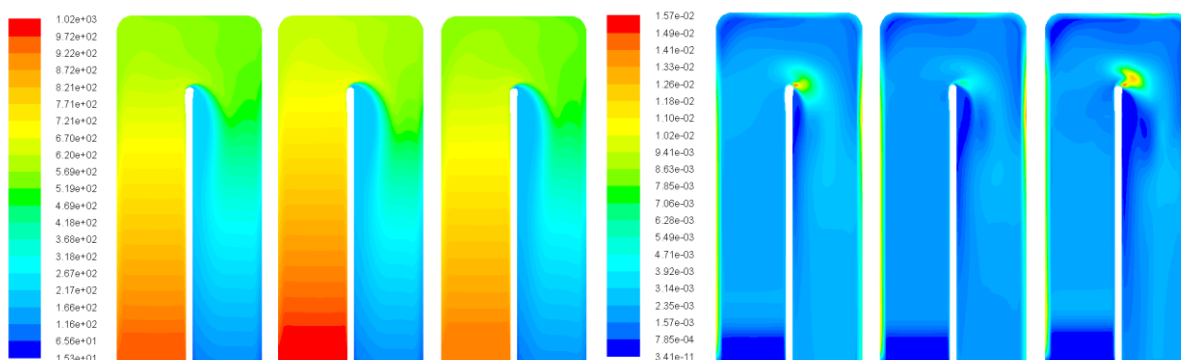


Graf 4.5.2 - Optimalizace totálního tlaku (tlakového spádu) pro rychlost v_1 (k - ε Standard / RNG / Realizable)

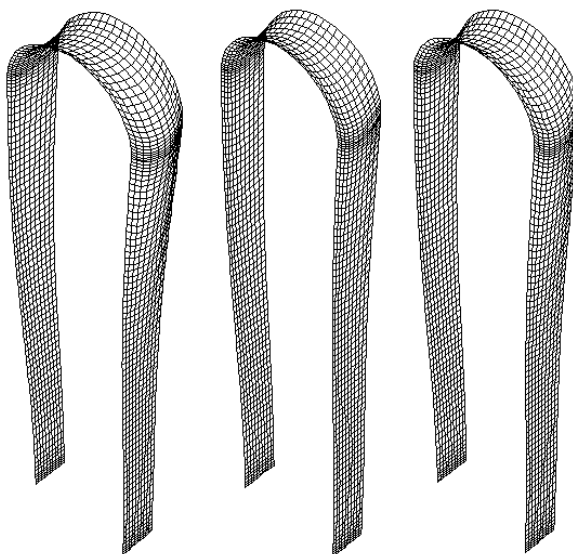
krok opt.	k - ε Standard 3D model tlak Δp_{STAT} [Pa]	k - ε Standard 3D model		k - ε Standard 3D model tlak Δp_{TOT} [Pa]
		vstup tlak total [Pa]	výstup tlak total [Pa]	
0	1009,355	1082,711	80,597	1002,114
1	989,460	1062,817	80,584	982,232
2	977,767	1051,124	80,577	970,547
3	966,086	1039,443	80,570	958,873
4	954,652	1028,009	80,563	947,446
5	943,255	1016,612	80,556	936,056
6	932,025	1005,381	80,549	924,833
7	920,607	993,964	80,544	913,420
8	908,791	982,148	80,536	901,612
9	894,777	968,134	80,526	887,608

Tab. 4.5.4 - Výsledky optimalizace pro k - ε Standard (v_2)

Výsledky optimalizace pro turbulentní modely k - ε RNG a k - ε Realizable jsou zaznamenány v tabulkách 4.5.5 a 4.5.6 v příloze C.



Obr. 4.5.4 – Průběhy totálního tlaku [Pa] a turbulentní viskozity [m².s⁻¹] pro modely $k\text{-}\varepsilon$ Standard / $k\text{-}\varepsilon$ RNG / $k\text{-}\varepsilon$ Realizable



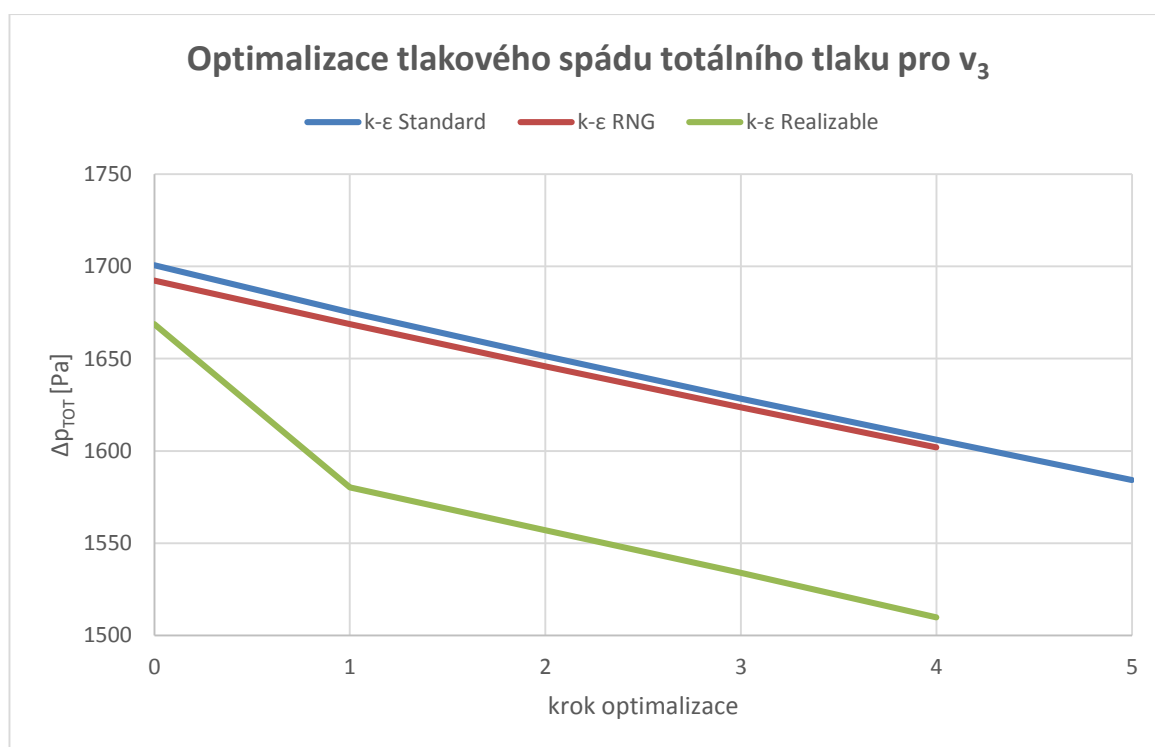
Obr. 4.5.5 - Modifikovaná síť vnitřní stěny tělesa po finálním kroku optimalizace (v_2)

Nejvyšší hodnoty totálního tlaku dosáhl turbulentní model $k\text{-}\varepsilon$ RNG, který měl rozsah tlaku mezi 19 až 1023 Pa. Největšího poklesu dosáhl model $k\text{-}\varepsilon$ Realizable, kdy maximum bylo pouze 941 Pa. Při pohledu na turbulentní viskozitu vidíme, že lokálního extrému v oblasti reverzace proudění vykazovaly modely $k\text{-}\varepsilon$ Realizable a Standard. Turbulentní viskozita dosáhla u obou modelů hodnoty $1,54 \cdot 10^{-2}$ [m².s⁻¹]. U modelu Realizable je velmi výrazné odtržení proudu. Grafické porovnání vnitřní stěny je u všech tří modelů velmi podobné. Opět došlo k negativnímu roztažení těles. Změny šířky tělesa jsou následující:

- $k\text{-}\varepsilon$ Standard \Rightarrow 1,913 mm
- $k\text{-}\varepsilon$ RNG \Rightarrow 1,684 mm
- $k\text{-}\varepsilon$ Realizable \Rightarrow 1,748 mm

4.5.3 Výsledky pro vstupní rychlost v_3

Výpočty optimalizace totálního tlaku (tlakového spádu) pro vstupní rychlosti v_3 dopadly následovně. Nejvyšší pokles zaznamenal turbulentní model $k-\varepsilon$ Realizable. Při prvním kroku došlo k velmi výraznému snížení tlakové ztráty (pokles činil 88,5 Pa). V případě ostatních modelů měly křivky klesající trend. Změna tlaku se pohybovala okolo hodnoty 22 až 24 Pa. U turbulentního modelu $k-\varepsilon$ Realizable došlo při čtvrtém opt. kroku ke snížení o 159 Pa (9,5%). Druhý model, který vykázal snížení tlaku na výstupu o 116 Pa (6,8%) byl turbulentní model $k-\varepsilon$ Standard. Optimalizace byla proveditelná do kroku 5. Poslední model $k-\varepsilon$ RNG optimalizoval geometrii do čtvrtého kroku. Snížení proběhlo o 90 Pa (5,3%). Z výsledků je patrné, že aplikace adjungované optimalizace bylo možné pouze do čtvrtého až pátého kroku, poté byl výpočet nestabilní. Při výpočtech v_1 umožnil adjungovaný řešič minimalizaci tlakové ztráty až do kroku 10, u vyšších vstupních rychlostí není možné optimalizaci nadále provádět. Výpočty se stávají po několika krocích optimalizace nestabilní. Při porovnání výsledků s ostatními vstupními rychlostmi mohou konstatovat, že k největšímu procentuálnímu poklesu tlakového spádu došlo u vstupní rychlosti v_2 .

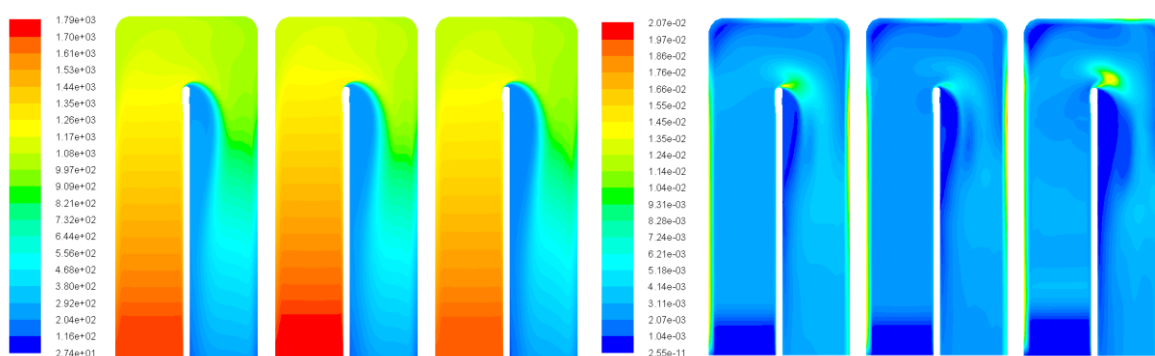


Graf 4.5.3 - Optimalizace totálního tlaku (tlakového spádu) pro rychlost v_1 ($k-\varepsilon$ Standard / RNG / Realizable)

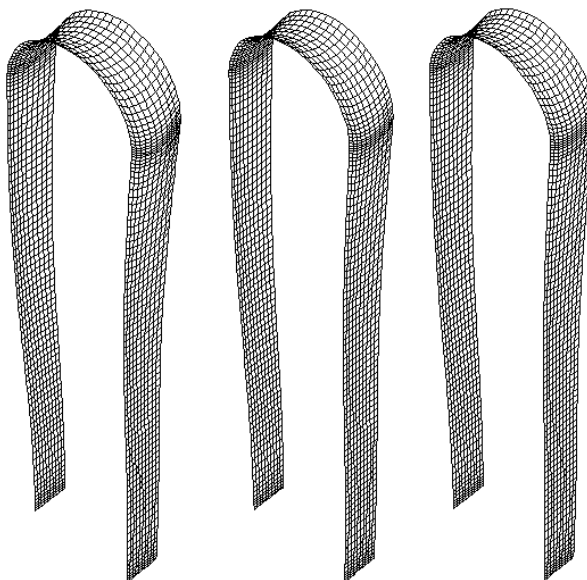
krok opt.	<i>k-ε</i> Standard 3D model	<i>k-ε</i> Standard 3D model		<i>k-ε</i> Standard 3D model
		vstup	výstup	
	tlak Δp_{STAT} [Pa]	tlak total [Pa]	tlak total [Pa]	tlak Δp_{TOT} [Pa]
0	1714,097	1880,879	180,270	1700,609
1	1688,461	1855,244	180,201	1675,043
2	1664,709	1831,491	180,134	1651,357
3	1641,634	1808,416	180,068	1628,349
4	1619,398	1786,180	180,027	1606,153
5	1597,398	1764,180	179,886	1584,295

Tab. 4.5.7 - Výsledky optimalizace pro *k-ε* Standard (v_3)

Výsledky optimalizace pro matematické modely *k-ε* RNG a *k-ε* Realizable jsou zaznamenány v tabulkách 4.5.8 a 4.5.9 v příloze C.



Obr. 4.5.6 – Průběhy totálního tlaku [Pa] a turbulentní viskozity [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$] pro matematické modely *k-ε* Standard / *k-ε* RNG / *k-ε* Realizable



Obr. 4.5.7 - Modifikovaná síť vnitřní stěny tělesa po finálním kroku optimalizace (v_3)

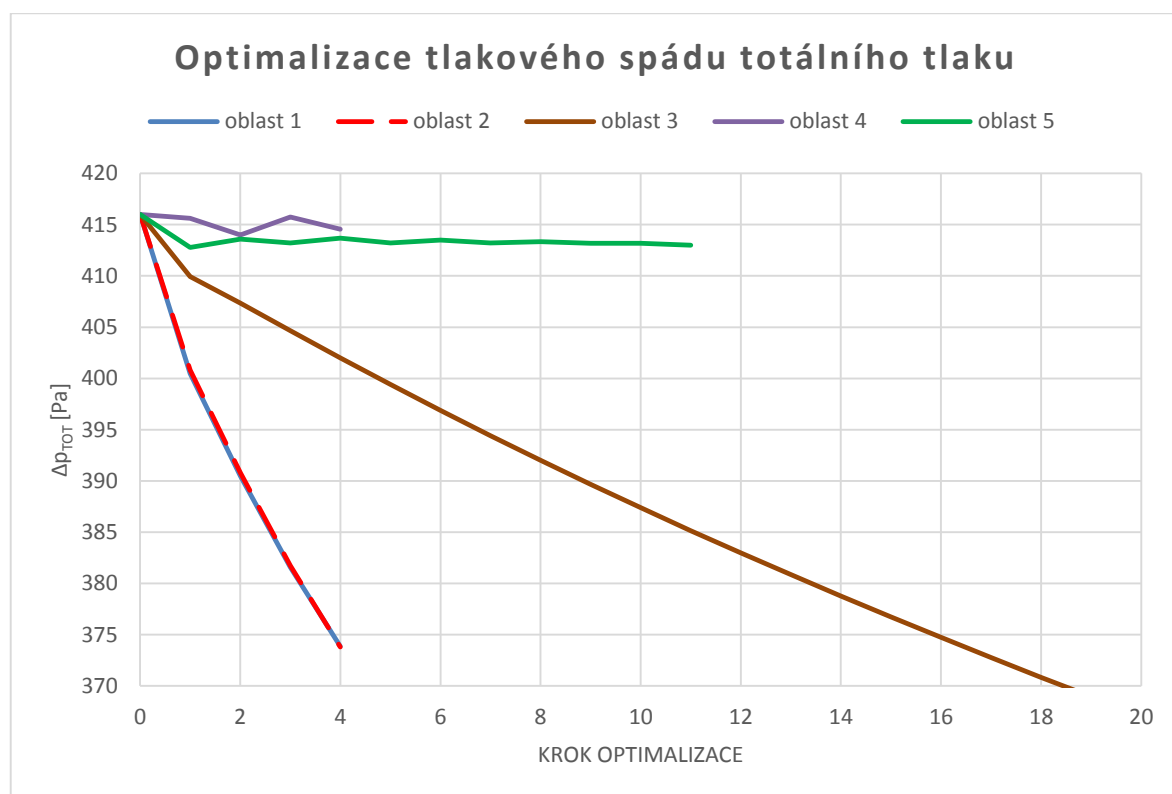
Oproti předchozím výpočtům pro vstupní rychlosti v_1 a v_2 je vidět velký pokles tlaku za oblastí reverzace proudu. Tento jev je pozorovatelný i u turbulentní viskozity. Maximální rozptyl hodnot totálního tlaku vykazoval turbulentní model *k-ε* RNG. Jeho minimum bylo

36 Pa a maximum 1790 Pa. Turbulentní viskozita se u všech hodnot pohybovala do velikosti $0,2 \cdot 10^{-2} \text{ [m}^2 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$. Vzhledem k vysoké rychlosti proudění nedocházelo k tak výrazné deformaci vnitřní stěny. Porovnávám-li tuto variantu s výsledky vstupní rychlosti v_1 , kde byla deformace stěny mnohem větší. To mělo za následek i menší roztažení tělesa v ose „z“. Výsledky změny šířky z původních 1,3 mm jsou následující:

- $k\text{-}\varepsilon$ Standard $\Rightarrow 1,642 \text{ mm}$
- $k\text{-}\varepsilon$ RNG $\Rightarrow 1,571 \text{ mm}$
- $k\text{-}\varepsilon$ Realizable $\Rightarrow 1,573 \text{ mm}$

4.5.4 Rozdílné oblasti optimalizace

Při výpočtech optimalizace v předchozích kapitolách jsem dospěl k velmi podobným tvarům geometrie. Proto jsem testoval, jaký vliv bude mít změna oblasti při nastavování Adjoint Solveru. Původní oblast byla $20 \times 20 \times 3,9 \text{ mm}$. V této kapitole jsem využil jiného nastavení oblasti deformace a dospěl jsem k zcela odlišným výsledkům. Definoval jsem oblasti 1 až 5, ve kterých probíhala modifikace geometrie (příloha E).



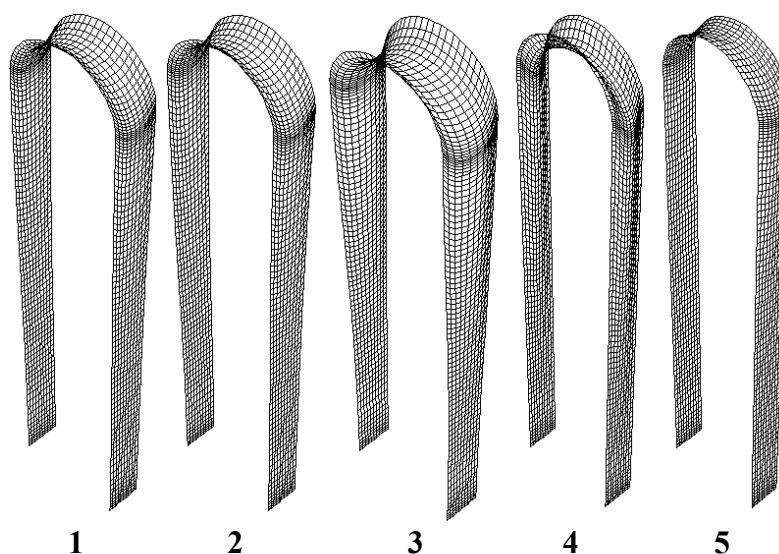
Graf 4.5.4 – Optimalizace tlakového spádu totálního tlaku pro jednotlivé oblasti optimalizace

krok opt.	Oblast 1	Oblast 2	Oblast 4	Oblast 5
	Δp_{TOT} [Pa]	Δp_{TOT} [Pa]	Δp_{TOT} [Pa]	Δp_{TOT} [Pa]
0	416,003	416,003	416,003	416,003
1	400,489	400,833	415,613	412,781
2	390,479	390,806	413,990	413,600
3	381,592	381,751	415,746	413,213
4	373,858	373,800	414,560	413,676

Tab. 4.5.10 – Oblasti 1, 2, 4, 5

krok opt.	Oblast 3
	Δp_{TOT} [Pa]
0	416,003
5	399,417
10	387,381
15	376,738
20	367,071
25	358,377
30	352,495

Tab. 4.5.11 – Oblast 3, zkrácený výpis dat

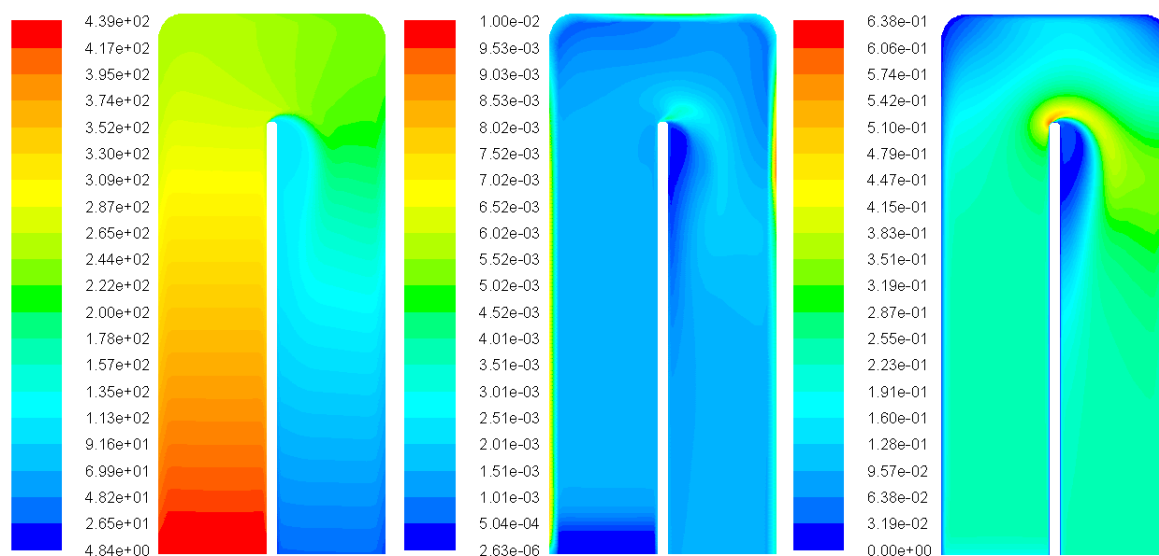


Obr. 4.5.8 - Výsledný tvar vnitřní stěny tělesa, optimalizace pro vstupní rychlost v_1 , rozdílné oblasti optimalizace

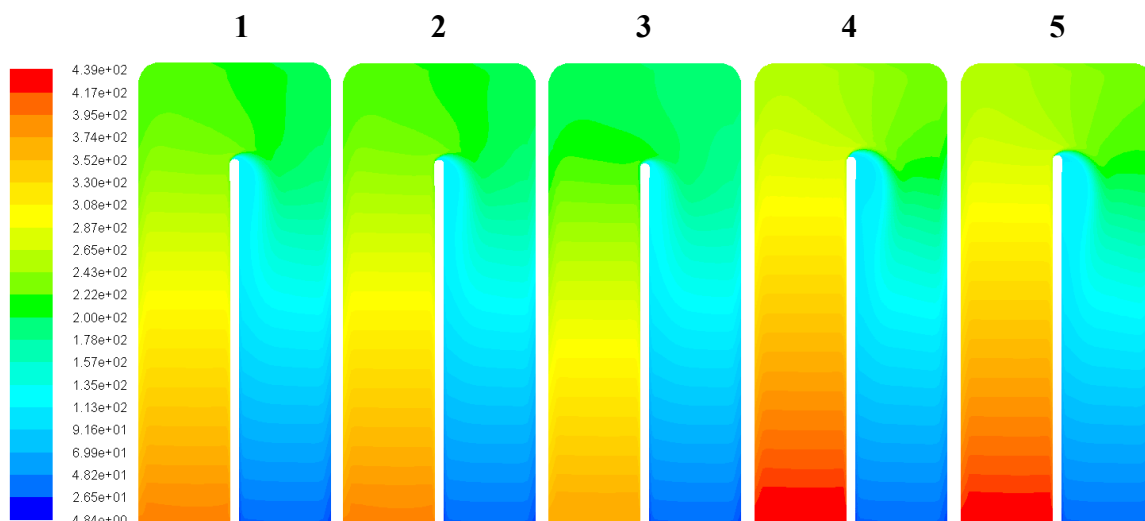
Pro první 3 zadané oblasti optimalizace vzrostla šířka tělesa (z původních 1,3mm) na větší rozměr a pro ostatní testované oblasti zůstala nezměněna. Výpis změn šířky tělesa po finálních optimalizačních krocích:

- Oblast 1 – 1,735 mm
- Oblast 2 – 1,761 mm
- Oblast 3 – 2,118 mm
- Oblast 4 – 1,3 mm
- Oblast 5 – 1,3 mm

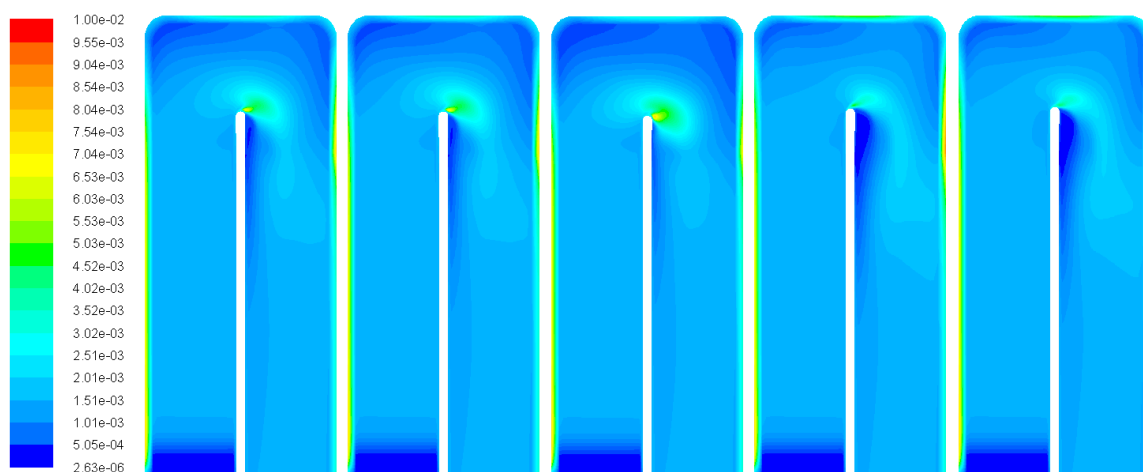
Roztažení tělesa je nežádoucí jev, kterému jsem se snažil předejít. Avšak Adjoint Solver je nestabilní při nastavení „zetové“ souřadnice od 0 do 1,3 mm, tj. vybraná optimalizační oblast 40 x 40 x 1,3 mm. Jedinou výjimkou, kdy bylo možné optimalizaci zrealizovat v této striktně dané šířce (1,3 mm) byla optimalizační varianta č. 4. U optimalizace oblasti č. 4 a 5 zůstala šířka tělesa nezměněna. Pro variantu č. 4 byla nastavena oblast změny geometrie (zadáno v Control-Volume Morphing, viz příloha E) pouze v rozmezí 0 – 1,3 mm. Z tohoto důvodu nedošlo k roztažení tělesa v jeho šířce (ose „z“). Naopak při testování varianty 5 jsem zadal oblast modifikace 40 x 40 x 3,9 mm (opět v rozmezí -1,3 až + 2,6 mm, ekvivalentní přídavek na oba směry v zetové souřadnici), ale v nastavení „Zones to be modified“ jsem pro tento případ povolil modifikaci pouze vnitřní deformační stěny (označené jako wall_deformace1). Na obr. 4.5.8 je patrné, že na variantě č. 5 nedošlo takřka k žádné změně geometrie a s tím souvisejícímu poklesu totálního tlaku. Varianty označené jako Oblast 1,2,3 měly klesající trend. U varianty č. 1 a 2 se křivky překrývají a mají strmější charakteristiku. Naopak varianta č. 3 má pozvolnější charakter. Optimalizační nástroj umožnil zrealizovat až 30 optimalizačních kroků, kdy při finálním kroku došlo ke snížení totálního tlaku na 352 Pa. Oproti výchozímu stavu proběhlo snížení tlakové difference o 116 Pa. Výpočty na oblastech 1 a 2 snížily tlakovou diferencí o 42 Pa. Jak jsem již zmínil výše, u oblastí 4 a 5 žádné snížení tlakového spádu neproběhlo. Hodnoty tlaku se pohybovaly v těsné blízkosti výchozího stavu. Výpočty probíhaly za použití turbulentního modelu $k-\epsilon$ Standard a pro vstupní rychlosti $v_1 = 0,1979 \text{ m.s}^{-1}$. Pro srovnání jsem zde zařadil výchozí stav zobrazený v konturách (pro rychlosti, turbulentní viskozitu a totální tlak). Na obr. 4.5.10 až 4.5.12 je patrné, že vykreslené grafické výsledky (rozložení totálního tlaku, turbulentní viskozity a rychlosti) pro oblasti 4 a 5 jsou prakticky totožné s výchozím stavem.



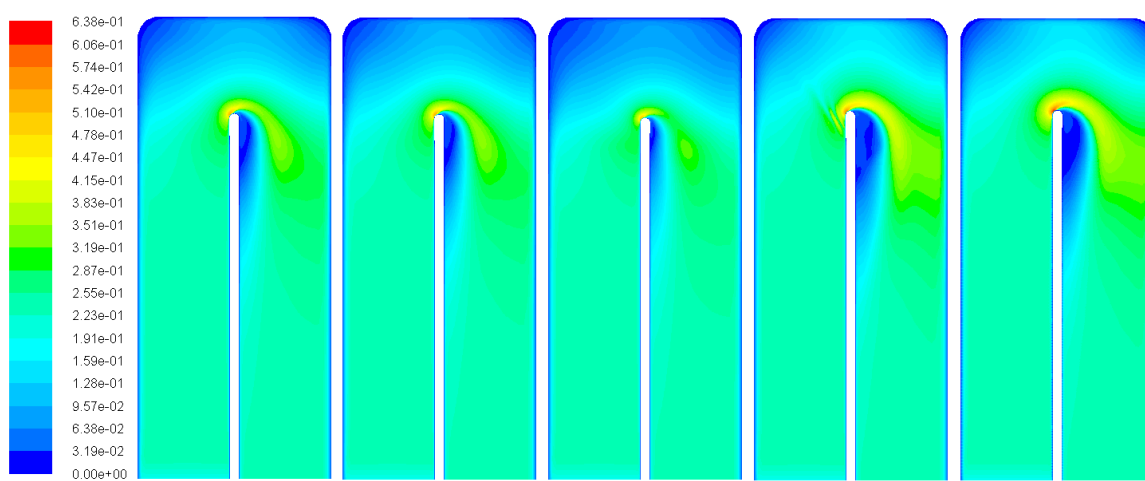
Obr. 4.5.9 – Výchozí stav $k-\epsilon$ Standard (zleva): totální tlak [Pa], průběh turbulentní viskozity [$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$] a rychlosti [m.s^{-1}]



Obr. 4.5.10 – Průběh totálního tlaku [Pa]: oblasti 1 až 5



Obr. 4.5.11 – Průběh turbulentní viskozity [$\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$]: oblasti 1 až 5

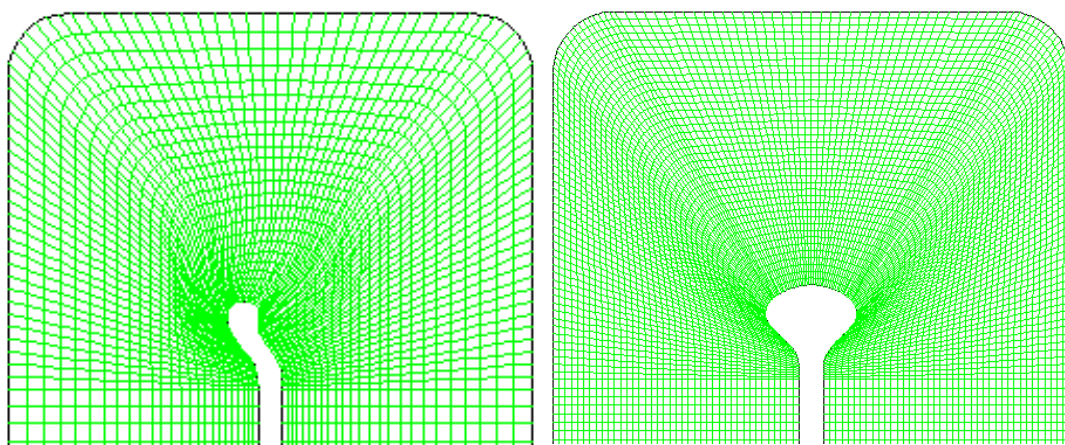


Obr. 4.5.12- Průběh rychlosti [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]: oblasti 1 až 5

Při pohledu na grafické vyjádření totálního tlaku (obr. 4.5.10) můžeme vidět jeho výrazné snížení u variant 1, 2 a 3. Optimalizace měla pozitivní vliv na snížení tlakového spádu. Optimalizační varianty 4 a 5 byly z hlediska agjugované optimalizace nepřínosné, protože nedospěl jsem k požadovanému snížení tlakového spádu. Při vyhodnocování výsledků turbulentní viskozity a průběhů rychlosti proudu dosáhly opět první tři varianty výraznějšího zlepšení. Především na obr. 4.5.12 vidíme menší odtržení proudu v oblasti reverzace proudění. Optimalizaci považuji z tohoto pohledu za úspěšně provedenou, protože splnila jednu z podmínek zadání. Bohužel došlo k nežádoucímu jevu, což je roztažení tělesa v ose „Z“. K roztažení v této ose nedocházelo pouze u oblastí 4 a 5. Tyto varianty ovšem nedosáhly žádného zlepšení. Optimalizace nevedla k požadovanému snížení tlaku na výstupu. Dle zadaných požadavků nesmí k roztažení tělesa docházet, proto i přes tyto pozitivní výsledky považuji všechny z provedených 3D optimalizací jako nepřínosné a výsledné geometrie nebudou využity k tvorbě nového modelu.

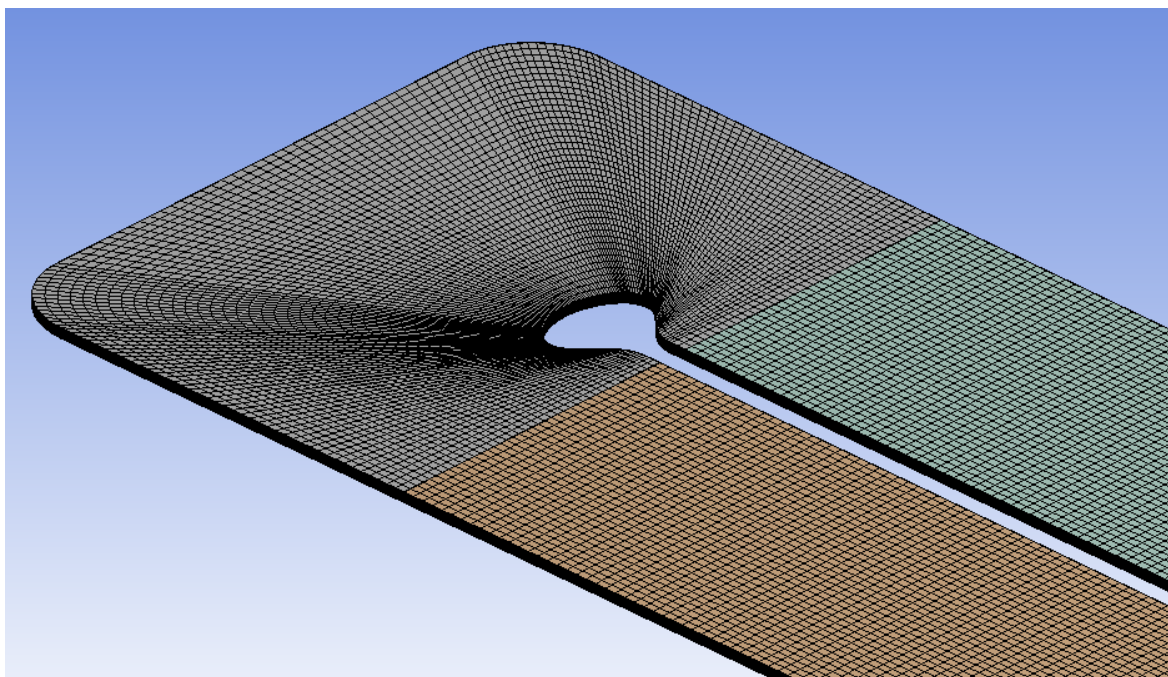
5 NAVRŽENÉ FINÁLNÍ ŘEŠENÍ

Po konzultaci průběžných výsledků se zadavatelem této práce jsme dospěli k závěru, že 3D optimalizace nebyla z pohledu tvaru ani optimalizace tlakové ztráty uspokojivá, proto jsem navrhl nové řešení vycházející z poznatků při 2D optimalizaci. S Ing. Buršíkem jsme vyhodnotili optimalizační variantu č. 12 za nejvhodnější a využili její geometrii k realizaci návrhu nového tělesa, viz obr. 5.1.1. Jedná se o jeden z mezivýsledků 2D optimalizace pro rozšířenou oblast, viz obr. 4.3.4. Tvorba spočívala v zrcadlení oblasti reverzace proudu a jejím následném spojení pomocí tangenty. Výsledná geometrie je obsahem DVD přílohy ve formátu CATPart a STEP.

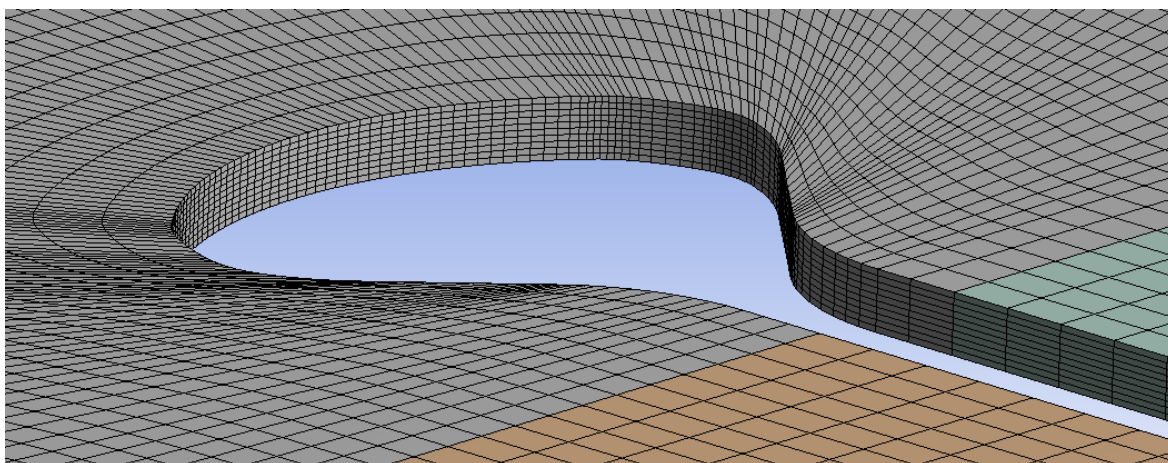


Obr. 5.1.1 - Schéma návrhu finální geometrie

Nová geometrie byla vytvořena v programu Autodesk Inventor a naimportována do ANSYS „Design Modeler“. Po importu jsem vytvořil 2D a 3D síť. Počet elementů ve 2D síti dosáhl hodnoty 14 160 a 3D síť je tvořena 141 600 elementy. Využil jsem opět Mapped Face Sizing a Edge Sizing, jako tomu bylo u základního neoptimalizovaného modelu. Výpočet jsem později rozšířil o rovnici přenosu tepla, kdy jsem všem stěnám přiřadil konstantní teplotu 150°C (423,15 K). Na vstupu do modelu jsem nastavil konstantní teplotu 40°C (313,15 K) a na výstupu jsem předdefinoval teplotu o 20°C nižší. Teplota na výstupu se dopočítává. Toto nastavení aplikuji z důvodu zjištění průběhů přestupu tepla. Abych porovnal výstupní parametry, zvolil jsem pro výpočty i stejné nastavení okrajových podmínek, jak pro základní, tak i pro finální model. V grafech 5.1.3 a 5.1.4 porovnávám výsledky tlakových spádů za předpokladu proudění bez přestupu tepla.



Obr. 5.1.2 – Pohled na finální model

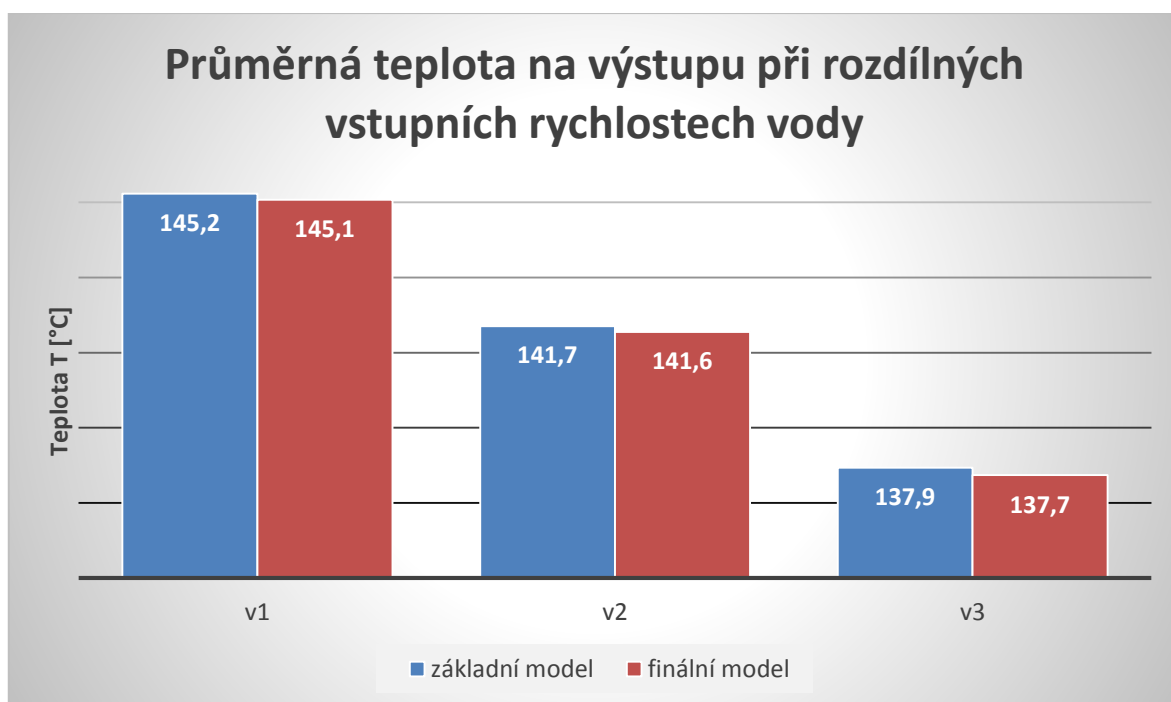


Obr. 5.1.3 – Detail oblasti reverzace proudu

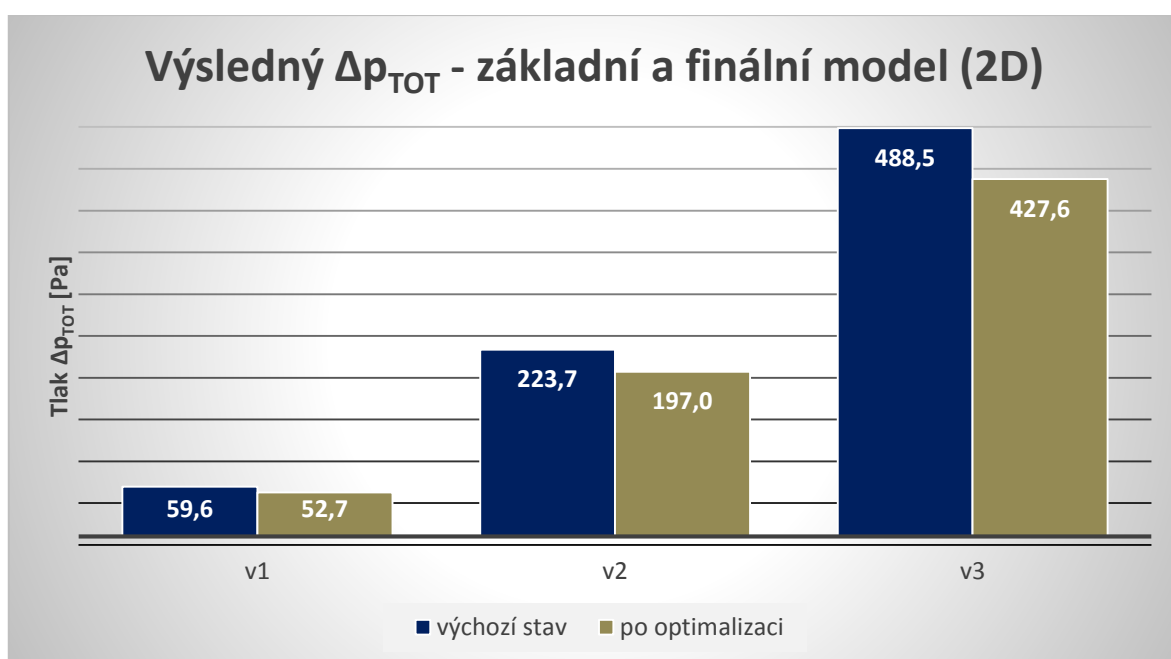
Výsledná navržená geometrie tělesa dosahuje lepších výsledků při minimalizaci tlakového spádu Δp_{TOT} . Střední rychlost na výstupu je u obou zkoumaných variant, tj. zadné a výsledné geometrie, totožná. Při porovnávání průměrné výstupní teploty mohu konstatovat, že základní model měl nižší hodnotu teploty na výstupu oproti novému modelu, rozdíl je však minimální, v rozmezí 0,16 až 0,2°C. Názorné porovnání je zobrazeno v grafu 5.1.1. Za předpokladu, že bude motor již delší dobu v provozu a venkovní podmínky neumožní efektivní chlazení, nebude teplota na vstupu vždy 40°C. Z tohoto důvodu uvádím pouze vzájemné porovnání průběhů teplot u základního a finálního modelu, viz. tab. 5.1.1.

	Základní model	Finální model
	Teplota na výstupu [°C]	Teplota na výstupu [°C]
v1	145,2	145,1
v2	141,7	141,6
v3	137,9	137,7

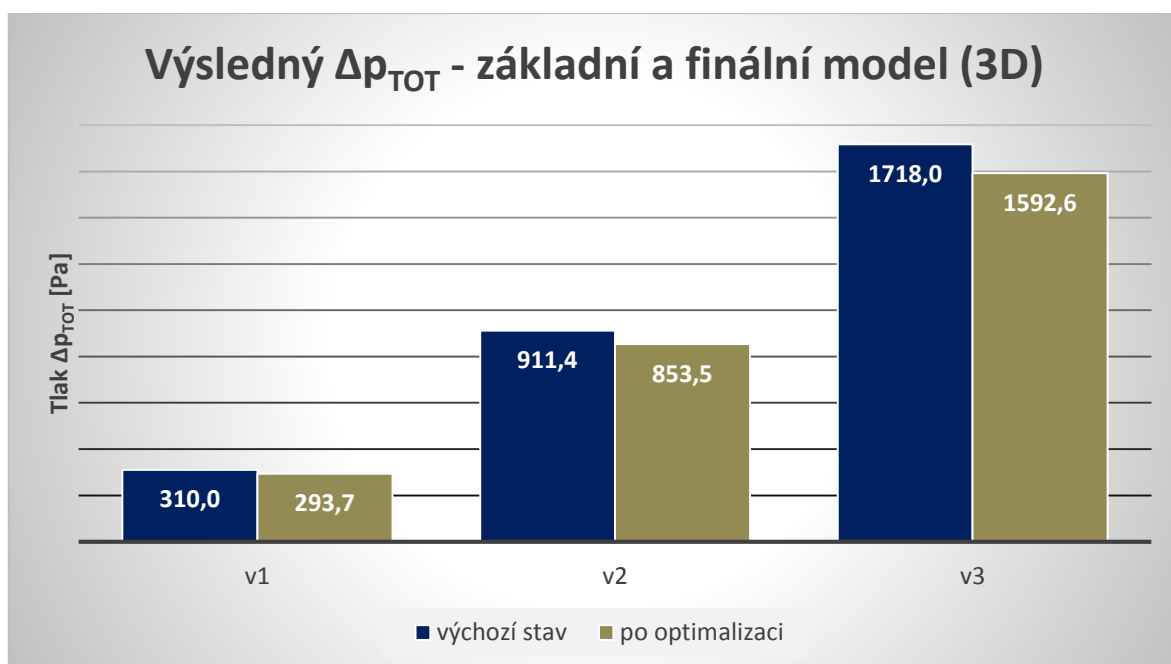
Tab. 5.1.1 – Porovnání průměrných teplot na výstupu z tělesa



Graf 5.1.1 – Porovnání výstupních teplot [°C] v závislosti na vstupních rychlostech



Graf 5.1.3 – Srovnání výsledků tlaku pro základní a konečný model (2D řešení)



Graf 5.1.4 - Srovnání výsledků tlaku pro základní a konečný model (3D řešení)

Tlakové rozdíly Δp_{TOT} mezi základním a finálním modelem (obr. 5.1.3) se pohybují v rozmezí 11,5 až 12,5% (pro 2D modely). Při porovnávání 3D modelů (obr. 5.1.4) se rozmezí tlakových spádů pohybuje mezi 5,3 až 7,3%. Teplotní rozdíly, které jsou pouze obsahem řešení 3D varianty, se pohybují v rozmezí pouze 0,11 až 0,15 %.

v₁	v_{STR}-inlet	v_{STR}-outlet	Δp_{STAT}	p_{TOT}-inlet	p_{TOT}-outlet	Δp_{TOT}
modely	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
finální	0,1979	0,200	63,322	82,342	29,618	52,724
základní	0,1979	0,206	73,564	92,540	32,961	59,579

Tab. 5.1.2 - Výsledky 2D modelu pro vstupní rychlost v₁

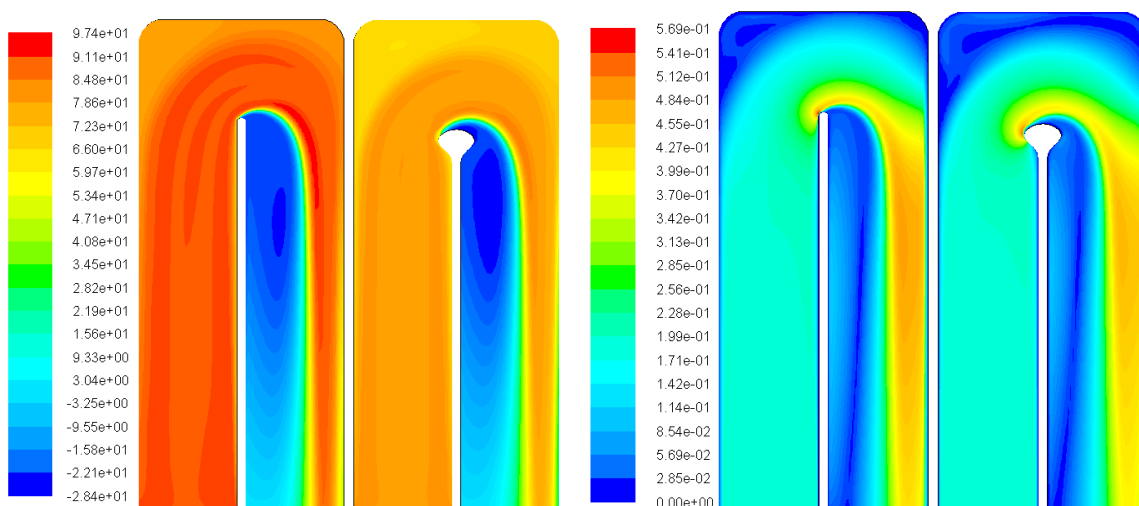
v₁	v_{STR}-inlet	v_{STR}-outlet	Δp_{STAT}	p_{TOT}-inlet	p_{TOT}-outlet	Δp_{TOT}
modely	[m.s ⁻¹]	[m.s ⁻¹]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]
finální	0,1979	0,1977	297,515	315,298	21,644	293,654
základní	0,1979	0,1977	313,840	331,630	21,664	309,965

Tab. 5.1.3 - Výsledky 3D modelu pro vstupní rychlost v₁

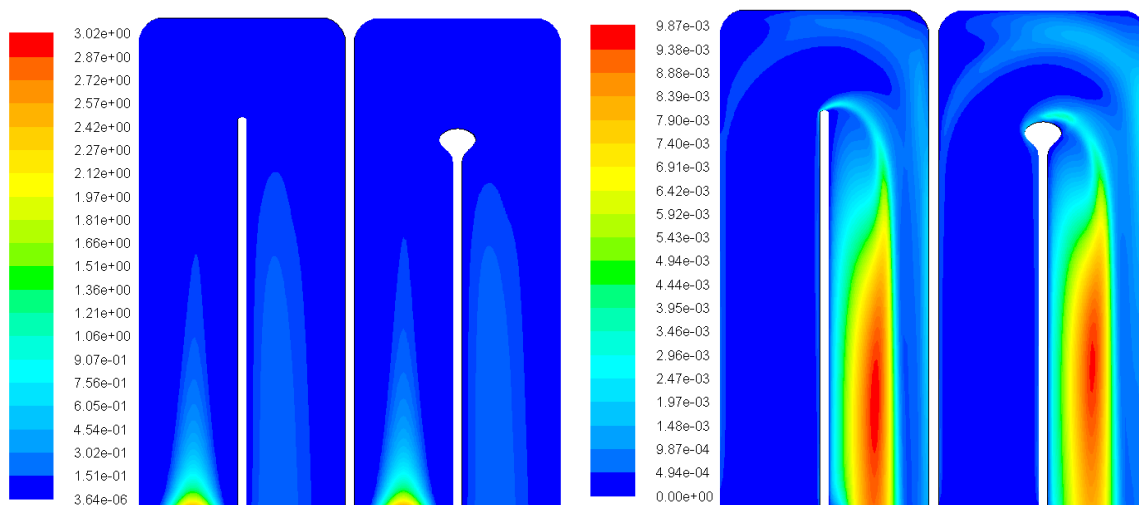
Ostatní výsledky pro vstupní rychlosti v₂ a v₃ naleznete v tabulkách 5.1.4 až 5.1.7 v příloze F.

5.1 Grafické výsledky

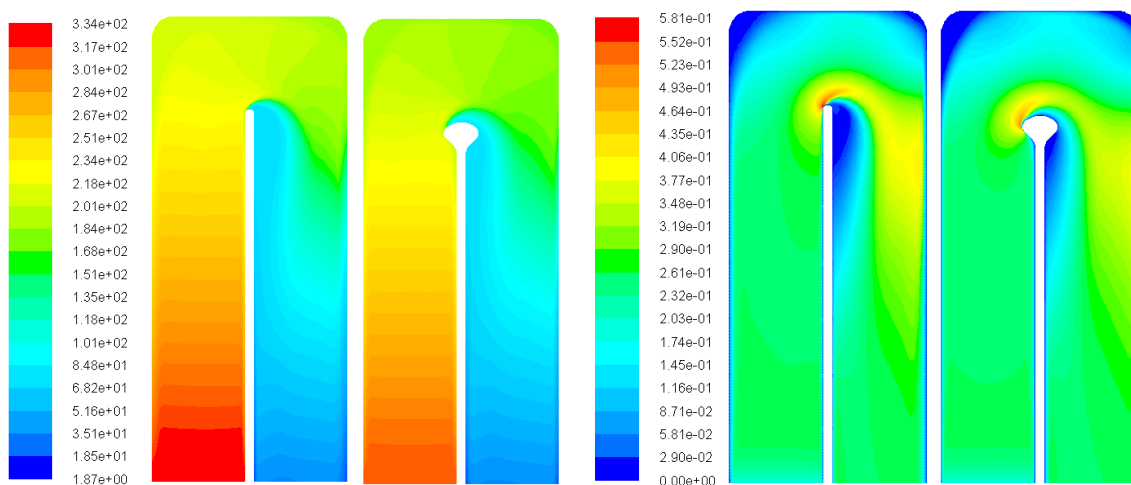
V této kapitole porovnávám základní model vůči modelu finálnímu. Výsledky jsou vyneseny v konturách, nejprve pro 2D variantu řešení a poté ve 3D (v podélném řezu tělesa). 2D výpočty jsem realizoval bez uvažování přestupu tepla, proto jsem zde nezařadil průběhy teplot. Ve 3D byly již výpočty realizovány s přestupem tepla. Výsledky jsou následující:



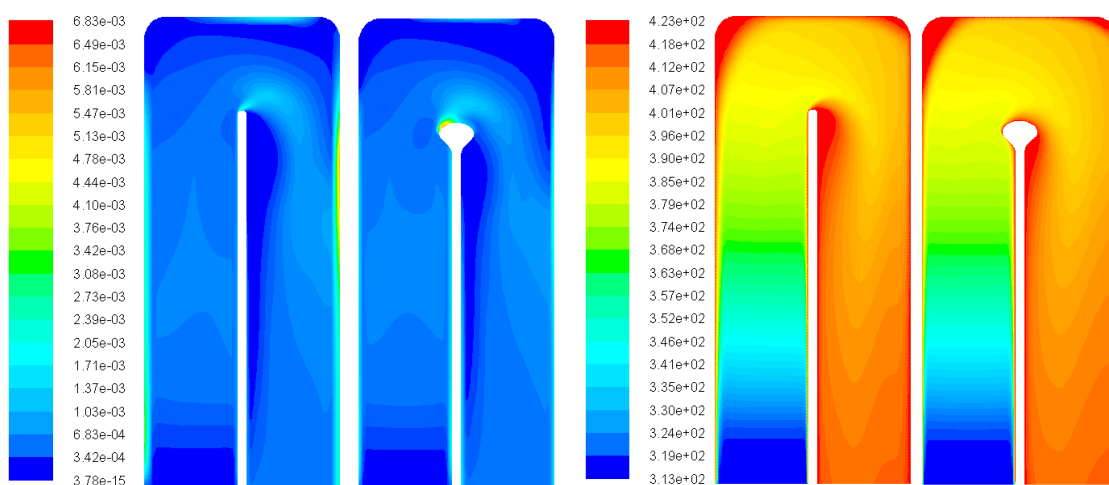
Obr. 5.1.4 – Průběhy totálního tlaku [Pa] a rychlostí [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] v základním a finálním 2D modelu (v_1)



Obr. 5.1.5 - Průběhy turbulentní viskozity [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$] a turbulentní kinetické energie [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-2}$] v základním a finálním 2D modelu (v_1)



Obr. 5.1.10 - Průběhy totálního tlaku [Pa] a rychlostí [m.s⁻¹] v základním a finálním 3D modelu (v₁)



Obr. 5.1.11 - Porovnání průběhů turbulentní viskozity [m².s⁻¹] a teploty [K] v základním a finálním 3D modelu (v₁)

Z výsledných obrázků, které zobrazují porovnání zadaného a finálního modelu je patrné, že nově navržený 2D model splňuje požadavky na minimalizaci tlakové ztráty. Porovnání rychlosti proudění, turbulentní kinetické energie a turbulentní viskozity není příliš viditelné. Změny byly minimální a na vykreslených obrázcích nejsou příliš patrné. Minimalizace tlaku byla patrná i pro vyšší vstupní rychlosti. Hodnoty tlaku před a po optimalizaci jsou vypsány v tab. 5.1.1 (a v tab. 5.1.4 a 5.1.6, viz příloha F). Výpočet základních parametrů u finálního 3D modelu přinesl také pozitivní výsledky v podobě snížení totálního tlaku na výstupu. Proudové pole nevykazovalo velké odtržení proudu, jako u zadaného modelu. Teplota na výstupu byla velmi blízká teplotě zadaného modelu. Teplotní rozdíl mezi zadaným a novým modelem je 0,15%. Maximální hodnoty turbulentní viskozity vzrostly o cca 1,5%. Výsledné hodnoty jsou vyneseny v tab. 5.1.2, 5.1.5 a 5.1.7 (příloha F). Grafické výsledky totálního tlaku, rychlosti, turbulentní viskozity, turbulentní kinetické energie a teploty, pro vstupní rychlosti v₂ a v₃, jsou součástí přílohy G.

5.2 Aplikace adjungované optimalizace na finální řešení

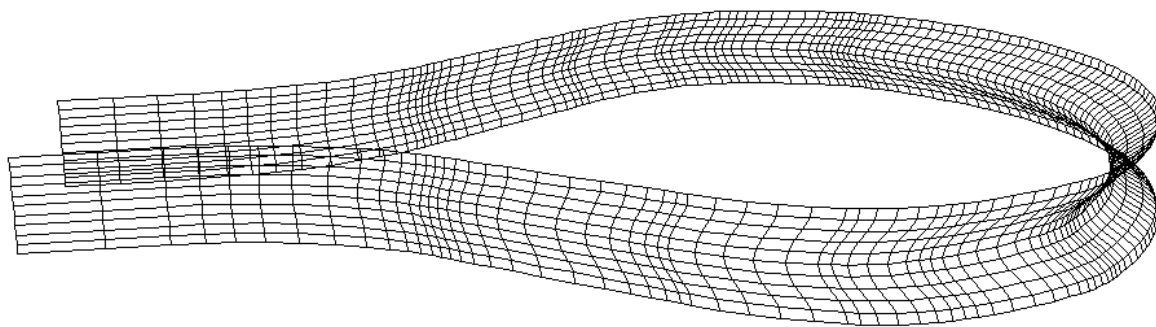
Po dokončení výpočtů proudového pole jsem testoval, jaký vliv bude mít následná adjungovaná optimalizace na finálním modelu. Provedl jsem opět nastavení uživatelského prostředí Fluent. Použil jsem totožné nastavení, které jsem popsal v kapitole 4.3. Toto nastavení se týkalo 2D modelu. Dále jsem použil nastavení Adjoint Solveru pro 3D model, které je detailně popsáno v kapitole 4.5. Dospěl jsem k závěru, že provedená 2D optimalizace nezpůsobila výraznou změnu geometrie. Provedl jsem pouze 4 kroky optimalizace, než se objevily nestability při výpočtu. Geometrie tělesa zůstala téměř nezměněna. Výsledek 2D optimalizace považuji za nepřínosný.

Při aplikaci Adjoint Solveru na 3D finální model jsem testoval opět dvě varianty. Použil jsem nastavení jako v kapitole 4.2 s totožně nastavenou oblastí optimalizace, tj. oblast 40 x 40 x 3,9 mm (zvětšená šířka oblasti optimalizace rovnoměrně v obou směrech z původních 1,3 mm na 3,9 mm). Výsledky ukázaly, že opět dochází k roztažení tělesa v této ose, aby se docílilo snížení tlaku na výstupu.

Poslední testované nastavení se rovněž týkalo 3D finálního modelu, oblast optimalizace byla vybrána podobně jako v přechozím výpočtu. Oblast byla definována jako 40 x 40 x 1,3 mm. Vybraná zetová souřadnice je totožná s velikostí šířky tělesa, tj. 1,3 mm. Toto nastavení zabezpečuje, že se model nebude při prováděných optimalizačních krocích nadále rozšiřovat v této ose. Výsledky ukázaly, že takto definovaná oblast optimalizace při výpočtech způsobí, že nedojde k žádnému snižování tlaku. Jedná se o podobný problém, který je popsán v kapitole 4.5.4. Při prvních optimalizačních krocích došlo k drobné modifikaci geometrie, viz obr. 5.2. Poté přestal být výpočet stabilní a další kroky nebylo možné provádět. Dle výsledků (vynesených v tab. 5.2) došlo po optimalizaci k nepatrnému nárůstu totálního tlaku Δp_{TOT} .

<i>k-ε</i> Standard (3D model)	Δp_{TOT} (vstup)	Δp_{TOT} (výstup)	tlak Δp_{TOT} [Pa]
	[Pa]	[Pa]	[Pa]
bez optimalizace	417,570	20,734	396,837
optimalizovaný	417,706	20,734	396,972

Tab. 5.2 – Negativní změna totálního tlaku po provedené optimalizaci



Obr. 5.2 - Změna geometrie oblasti reverzace proudu po provedené optimalizaci

Z výše popsaných důvodů považuji za nejvhodnější řešení model zobrazený na obr. 5.1.2 a 5.1.3, tj. model finální. Dosáhl nejlepšího zlepšení při minimalizaci tlakové ztráty, aniž by vyžadoval roztažení geometrie v nepřípustném směru. Z konstrukčního hlediska je snadněji výrobitelný než všechny realizované 3D návrhy. Dosahuje téměř stejných vlastností při přestupu tepla jako zadaný model (rozdíly menší než 0,15%). V oblasti reverzace proudu nedochází k výraznému nárůstu rychlosti a odtržení proudu, jako je tomu u základního modelu.

Z Á V Ě R

Ve své diplomové práci jsem se zabýval numerickým modelováním proudění s přestupem tepla. V první kapitole jsem se věnoval popisu tepelných výměníků. Klasifikoval jsem je do různých kategorií, podle účelu použití, směru průtoku, konstrukce, s ohledem na skupenství pracovních médií apod. Detailněji jsem popsal rekuperační výměníky plášťové, článkové, se šroubovitě vinutými trubkami, se žebrováním a deskové. Dále regenerační výměníky, směšovací výměníky a v závěru kapitoly i vodní mezichladič stlačeného vzduchu, jehož část je předmětem výpočtů a optimalizace diplomové práce.

Následující kapitola byla věnována teorii numerického modelování. Popsal jsem typy numerických metod, které se využívají při řešení proudění. Uvedl jsem základní rovnice jako je rovnice kontinuity, vyjádřenou podle objemového a hmotnostního průtoku. Dále Navierovy-Stokesovy rovnice, vyjádřené ve vektorovém zápisu pro nestlačitelnou tekutinu v pravoúhlém souřadném systému. Pro dílčí úlohy definují neizotermní proudění, a proto ve stručnosti charakterizují i rovnici energie. Ovšem ve většině případů v mé práci uvažují izotermní proudění. Detailně popisují matematické turbulentní modely, jejichž porovnávání provází celou výpočtovou část diplomové práce.

V úvodu třetí kapitoly popisují software ANSYS CFD a ostatní programy, ve kterých jsem prováděl tvorbu modelů, výpočetní sítě a výpočty proudového pole. Jmenovitě ANSYS Meshing, Design Modeler a ANSYS Fluent. Tato kapitola je zaměřena především na popis optimalizace a optimalizačních metod. Snažil jsem se objasnit problematiku kontinuálního a diskrétního přístupu. Na diskrétním přístupu pracuje program ANSYS Fluent, ve kterém jsem prováděl všechny výpočty praktické části diplomové práce. Dále jsem provedl charakteristiku adjungovaného řešiče v prostředí Fluentu a uvedl příklady jeho výhod, nevýhod a využití v praxi. V poslední části této kapitoly řeším proces stabilizace. Popisují, kde se můžeme se stabilizačními schémata setkat, jak jsou navržena, jaké typy existují a jaký vliv má jejich následná aplikace na řešené výpočty, které neinklinují ke konvergenci.

Nejobsáhlejší částí mé práce je kapitola čtvrtá, ve které aplikují definovaný matematický model na reálný model včetně uvažování tvarové optimalizace. V první fázi jsem se věnoval tvorbě geometrie a výpočetní sítě s rozdílným zhuštěním výpočetních buněk. Prováděl jsem definici rozdílných okrajových podmínek, fyzikálních vlastností pro izotermní proudění, přepočty vstupních rychlostí ze zadaných hmotnostních průtoků a výpočet hydraulického průměru. Výsledky jsem aplikoval do nastavení uživatelského prostředí ANSYS Fluent a prováděl 2D a 3D analýzy základního proudového pole. Práce je koncipována tak, že nejprve provádím a vyhodnocuji 2D úlohu a následně v kapitole 4.4 přecházím na řešení 3D

úlohy. U 2D varianty jsem vyhodnotil vliv kvality sítě na výsledky totálního tlaku. Dále jsem porovnával jednotlivé turbulentní modely včetně laminárního modelu. Také jsem zjišťoval, jaký vliv má změna vstupní rychlosti na výsledný tlakový spád. Výsledky jsou vyneseny vždy v grafech a tabulkách. Následující část kapitoly byla věnována optimalizaci a nastavení adjungovaného řešiče. Aplikoval jsem toto nastavení na výpočet zadané oblasti a výsledky jsem opět vynesl do grafů a tabulek. Výsledkem byla geometrie, která neměla uspokojivý tvar, proto jsem provedl úpravu zadání a oblast modifikace rozšířil na dvojnásobek. Z výsledků je patrné, že toto nastavení mělo příznivý vliv na modifikaci geometrie. Obrázky modifikované geometrie jsem zařadil na konec kapitoly 4.3.

Kapitola 4.4 popisuje tvorbu 3D geometrie, výpočetní sítě apod. Definice fyzikálních vlastností zůstala stejná jako u 2D modelu. Výpočty základního 3D modelu jsem prováděl turbulentními a laminárním modelem. Vzhledem k výsledkům z předchozí kapitoly jsem využil k základním optimalizačním výpočtům již zvětšenou oblast. Vyšetřoval jsem vliv změny geometrie při třech vstupních rychlostech. Dále jsem testoval různé nastavení optimalizačních oblastí. Výsledkem této kapitoly byly nové tvary sítě, které splňovaly kritérium minimalizace tlakové ztráty, avšak docházelo k negativnímu roztažení tělesa, což je nežádoucí. Z tohoto důvodu nebyly výsledky 3D varianty použity pro tvorbu nového modelu.

Závěrečná kapitola již vychází z poznatků, ke kterým jsem dospěl během výpočtů. Využil jsem nejvhodnější 2D model po částečné optimalizaci. V programu Autodesk Inventor provedl tvarovou úpravu a následně jsem vytvořil model nový. Jelikož se jednalo o 2D řešení, aplikoval jsem postup tvorby z kapitoly 4.4, tzn. vytažení profilu tělesa, a tím vytvořil nový 3D model. Při 2D výpočtech jsem opět uvažoval izotermické proudění. Výpočty na 3D modelu byly následně doplněny o přestup tepla. Výsledky byly uspokojivé, jelikož došlo k minimalizaci tlakové ztráty. U 2D modelu došlo ke snížení tlakového spádu v rozmezí 11,5 až 12,5% a u 3D modelu 5,3 až 7,3% v závislosti na velikosti vstupní rychlosti. Střední teplota na výstupu z nového modelu byla velmi blízká teplotě na výstupu u zadaného modelu. U proudového pole nedochází k výraznému odtržení proudu a rychlost na výstupu byla velmi blízká vstupní rychlosti. Prováděl jsem aplikaci adjungované optimalizace i na finální (2D, 3D) modely, avšak výsledky nedosáhly zlepšení v oblasti minimalizace totálního tlaku na výstupu, proto považuji finální model za uspokojivou variantu řešení. Výsledkem práce je navržená metodika řešení tvarové optimalizace. Pomocí postupů popsanych v této práci lze adjungovaný řešič použít i na obdobné problematiky v rámci úloh numerického modelování proudění.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY / ZDROJE

- [1] ROZSYPAL, Štěpán. *Výměníky tepla*. Brno, 2010. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně. Vedoucí práce Ing. Marek Baláš. 32 s. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29102>
- [2] *Výměníky tepla*. Ústí nad Labem, UJEP – FZP. 7 s. Dostupné z: <http://fzp.ujep.cz/ktv/uc_texty/pt3/10%20VymenikyTepla.pdf>
- [3] *Odplynění vody*. Praha, 2015. VŠCHT. 4 s. Dostupné z: <<http://web.vscht.cz/~parschoh/CHEO/5.%20CHEO%20Odplyn%C4%9Bn%C3%AD%20vody.pdf>>
- [4] Intercooler. *Wikipedia*. [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <<https://cs.wikipedia.org/wiki/Intercooler>>
- [5] Ford 1.5-liter EcoBoost Four-Cylinder Engine. *Autoblog*. [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <<http://www.autoblog.com/photos/ford-1-5-liter-ecoboost-four-cylinder-engine/#slide-152393>>
- [6] MARŠÍK, František. *Numerické metody mechaniky kontinua*. Praha, 1990. ÚT AV ČR. Dostupné z: <http://www.it.cas.cz/files/u1771/Num_metody_mech_kontinua.pdf>
- [7] Rovnice kontinuity. *Wikipedia*. [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.wikiskripta.eu/index.php/Rovnice_kontinuity>
- [8] Reynoldsovo číslo. *Wikipedia*. [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/Reynoldsovo_%C4%8D%C3%ADslo>
- [9] JANALÍK, Jaroslav; ŠTÁVA, Pavel. – *Mechanika tekutin*. 1.vyd. Ostrava, 2002. VŠB-TUO. 123 s. Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Janalik,Stava-MechanikaTekutin.pdf>>
- [10] KOZUBKOVÁ, Milada. *Modelování proudění tekutin FLUENT, CFX*. 1.vyd. Ostrava, 2008. VŠB-TUO. 153 s.
- [11] KOZUBKOVÁ, Milada, Tomáš BLEJCHAR a Marian BOJKO. *Modelování přenosu tepla hmoty a hybnosti*. Ostrava, 2011. Učební text. VŠB-TUO.
- [12] K-epsilon models. *CFD Online*. [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <http://www.cfd-online.com/Wiki/K-epsilon_models>
- [13] VLČEK, Petr. *Modelování turbulentního proudění*. Praha. [cit. 2016-04-20] ČVUT v Praze. 21 s. Dostupné z: <<http://chps.fsid.cvut.cz/pt/2013/pdf/3509.pdf>>
- [14] ANSYS FLUENT Manual. ANSYS FLUENT Adjoint Solver. Version 14.5. ANSYS, Inc., 2012. 86 s.
- [15] TZANAKIS, Athanasios. *Duct optimization using CFD software `ANSYS Fluent Adjoint Solver`*. Göteborg, Švédsko, 2014. Diplomová práce. Chalmers University of Technology in Göteborg. 42 s. Dostupné z: <<http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/202020/202020.pdf>>
- [16] ANSYS. *Wiki Vo Metacentrum*. [online]. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <<https://wiki.metacentrum.cz/wiki/ANSYS>>
- [17] Air to Air Vs Water to Air Intercoolers. *Engine Basics*. [cit. 2016-04-17]. Dostupné z: <<http://www.enginebasics.com/Advanced%20Engine%20Tuning/Water%20vs%20Air%20Intercooler.html>>
- [18] MODEL - Vodní mezichladič stlačeného vzduchu. *Hanon Systems Autopal s.r.o.*

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A – Výsledky statického a totálního tlaku při vstupních rychlostech v_2 a v_3 pro jemnou a hrubou síť 2D modelu a 3D model

Příloha B – Grafické porovnání tlakového spádu pro 2D modely s jemnou a hrubou sítí a 3D model, při uvažování vstupních rychlostí v_2 a v_3

Příloha C – Výsledky optimalizace pro 2D modely při vstupních rychlostech v_2 a v_3 , Výsledky optimalizace pro 3D model při vstupní rychlosti v_1, v_2 a v_3 prováděné za pomoci turbulentních matematických modelů $k-\varepsilon$ RNG a $k-\varepsilon$ Realizable

Příloha D – Grafy závislosti rozdílu totálního tlaku na krocích optimalizace při vstupních rychlostech v_2 a v_3

Příloha E – Nastavení oblastí deformace „Control-Volume Morphing“ pro oblasti 1 až 5

Příloha F – Porovnání výsledků pro základní a finální model (2D i 3D) při vstupních rychlostech v_2 a v_3

Příloha G – Grafické znázornění průbehů totálního tlaku, rychlosti, turbulentní viskozity, turbulentní kinetické energie a teploty pro 2D a 3D finální model (při vstupních rychlostech v_2 a v_3)

DVD příloha

- výsledky základního proudového pole pro 2D modely (jemná a hrubá síť) pro vstupní rychlosti v_1 , v_2 a v_3
- výsledky základního proudového pole 3D modelu pro vstupní rychlosti v_1 , v_2 a v_3
- optimalizace 2D modelů s různou výpočetní sítí. Zadaná oblast optimalizace, výsledky pro vstupní rychlosti v_1 , v_2 a v_3 a rozšířená oblast optimalizována pro v_1
- optimalizace 3D modelu (základní a rozšířené oblasti optimalizace) pro vstupní rychlosti v_1 , v_2 a v_3
- geometrie finálního 3D modelu ve formátu CATPart a STEP
- výsledky proudového pole finálního modelu pro vstupní rychlosti v_1 , v_2 a v_3 (ve 2D i 3D)
- výsledky přestupu tepla pro základní a finální 3D model, pro vstupní rychlosti v_1 , v_2 a v_3